

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

SIMULAÇÃO SEMI-EMPÍRICA DE REFRIGERADORES DOMÉSTICOS

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

**para a obtenção do grau de
MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**

LUIZ GUSTAVO PEREIRA

Maio de 2009

Florianópolis, SC, Brasil

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

SIMULAÇÃO SEMI-EMPÍRICA DE REFRIGERADORES DOMÉSTICOS

LUIZ GUSTAVO PEREIRA

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

MESTRE EM ENGENHARIA

**ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA
AREA DE CONCENTRAÇÃO CIÊNCIAS TÉRMICAS**

**E aprovada em sua forma final pelo
programa de pós-graduação em engenharia mecânica.**

Cláudio Melo, Ph.D. (UFSC) - Orientador

Eduardo Alberto Fancello, D.Sc. - Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

Antônio Fábio Carvalho da Silva, Dr. - Presidente

César José Deschamps, Ph.D.

Jader Riso Barbosa Junior, Ph.D.

“Reparta o seu conhecimento. É uma forma de alcançar a imortalidade.”

Dalai Lama

**Dedico aos meus pais Oriovaldo e Geny
por terem sempre me apoiado**

AGRADECIMENTOS

A equipe técnica do Polo, pela orientação, paciência e dedicação, em especial ao Prof. Cláudio Melo, ao Dr. Eng. Christian Johann Losso Hermes e ao Dr. Eng. Joaquim Manoel Gonçalves.

Aos professores do Programa de Pós Graduação em engenharia mecânica (POSMEC), pelas aulas lecionadas as quais contribuíram de forma direta e indireta para desenvolvimento desse trabalho.

Aos técnicos do Polo que ajudaram na execução e condução de experimentos.

Aos administradores do Polo e do POSMEC, pelos recursos humanos, computacionais e laboratoriais disponibilizados durante este programa de pós-graduação.

Aos órgãos governamentais, pela conscientização e incentivo da pesquisa nessa área de concentração.

Aos meus colegas, pela amizade, descontração e discussão na convivência diária.

A minha família, em especial aos meus pais, pelas alegrias, pelo amor dedicado, pelo apoio e incentivo.

A minha namorada Tatiane, pela honra dada a mim em se aproximar e compartilhar sua vida à minha.

RESUMO

Neste trabalho desenvolveu-se um programa computacional para simular o comportamento de um refrigerador doméstico específico, operando tanto em regime permanente como transiente cíclico.

O programa foi desenvolvido com base nos princípios fundamentais de conservação da massa, energia e quantidade de movimento. Parâmetros empíricos derivados de experimentos foram introduzidos nas equações fundamentais, como forma de diminuir a complexidade do modelo e fazê-lo reproduzir mais realisticamente as condições experimentais.

A modelagem do programa foi realizada de natureza quase-transiente, o que significa que o sistema foi modelado em regime permanente e o gabinete em regime transiente. O modelo do sistema de refrigeração foi adaptado a partir de uma metodologia já existente na literatura. Já o modelo do gabinete tinha a função de estimar, com certa precisão, a carga térmica, a vazão de ar no interior dos compartimentos e suas inércias térmicas.

Através das comparações realizadas mostrou-se que a estratégia adotada é capaz de reproduzir o consumo de energia do refrigerador com uma margem de erro de 10%.

Embora os parâmetros empíricos foram modelados de forma específica ao objeto de estudo, o programa computacional foi também utilizado para verificar o impacto de alguns parâmetros de projeto sobre o desempenho do sistema.

Finalmente, a análise de sensibilidade proposta mostrou que mediante a alteração de alguns parâmetros de projeto, o consumo de energia com o refrigerador em consideração poderia ser reduzido em 18,7%.

ABSTRACT

In this work a computer program to simulate the thermodynamic performance of a specific household refrigerator, running both in steady-state and in cycling transient conditions, was developed.

The computer program was developed based on the fundamentals principles of mass, energy and momentum conservation. Empirical parameters derived from experiments were included in the equations to reduce the model complexity and also to improve its performance.

The refrigeration system was modeled in steady-state conditions while the cabinet was modeled following a transient approach. The entire model is therefore of a quasi-transient nature. The refrigeration system model was adapted from a literature existing approach. Now, the cabinet model had the function to estimate the thermal load, the airflow and thermal capacitance with good accuracy.

Through the comparisons carried out by the author it was shown that such a strategy is able to reproduce the energy consumption experimental data within an error band of $\pm 10\%$.

Although the empirical parameters were modeled in specific way for the object of study, the model was also used to study the impact of some design parameters on the system performance.

Finally, the proposed sensibility analysis showed that by changing some design parameters the refrigerator energy consumption can be reduced by 18.7%.

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS.....	V
RESUMO.....	VI
ABSTRACT	VII
SUMÁRIO.....	VIII
FIGURAS.....	X
TABELAS	XV
NOMENCLATURA.....	XVI
1 INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Visão geral	1
1.2 Ciclos básicos de refrigeração.....	1
1.2.1 Princípio básico de operação de um refrigerador ideal.....	1
1.2.2 Sistemas de refrigeração por compressão mecânica de vapor refrigeradores reais	3
1.3 Refrigeradores domésticos	5
1.4 Motivação	6
1.5 Objetivos	7
1.6 Estrutura do documento.....	7
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	8
3 MODELAGEM MATEMÁTICA	16
3.1 Introdução	16
3.2 Modelagem dos trocadores de calor e do compressor.....	18
3.2.1 Condensador e Evaporador	18
3.2.2 Compressor	27
3.3 Carga de refrigerante vs. grau de superaquecimento	34
3.4 Modelagem do trocador de calor tubo capilar linha de sucção.....	35
3.4.1 Apresentação	35
3.4.2 Equações Governantes	36
3.4.3 Formulação Algébrica Semi-Empírica.....	38
3.5 Modelagem dos compartimentos refrigerados	43

3.5.1	Apresentação	43
3.5.2	Determinação da carga térmica	44
3.5.3	Modelo da vazão de ar insuflada	53
3.5.4	Inércia térmica dos acessórios	55
3.6	Métodos de solução numérica	56
3.7	Modelagem do fator de funcionamento sensível ao termostato	58
4	RESULTADOS	64
4.1	Introdução	64
4.2	Resultados Comparativos	64
4.2.1	Regime permanente	64
4.2.2	Regime transiente	66
4.3	Análises de sensibilidade do modelo	77
4.3.1	Compressor	77
4.3.2	Condensador e Evaporador	78
4.3.3	Trocador de Calor Tubo Capilar Linha de Sucção	80
4.3.4	Gabinete	82
4.3.5	Sugestões para melhorias no produto	84
4.4	Validação da expressão adotada para estimar o fator de funcionamento	89
5	CONCLUSÕES	91
5.1	Sobre os objetivos deste trabalho	91
5.2	Sobre os modelos individuais	91
5.3	Sobre a metodologia de solução	92
5.4	Sobre os resultados comparativos, a análise de sensibilidade e possíveis melhorias 92	
5.5	Sugestões para trabalhos futuros	93
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	95
	APÊNDICE I CARACTERÍSTICAS DO REFRIGERADOR	100
	APÊNDICE II APARATO EXPERIMENTAL UTILIZADO	103
	APÊNDICE III TESTES DE REFERÊNCIA E DE DETERMINAÇÃO DA CARGA DE REFRIGERANTE	111
	APÊNDICE IV EXPERIMENTOS REALIZADOS E RESULTADOS	118

FIGURAS

Figura 1.1 Refrigerador de Carnot	2
Figura 1.2 Ciclo de Carnot num diagrama T - s.....	2
Figura 1.3 – Sistema básico de refrigeração por compressão mecânica de vapores	3
Figura 1.4 Comparação entre um ciclo real e um ciclo de Carnot num diagrama TxS (Hermes, 2006).....	4
Figura 1.5 Inter-relação entre os parâmetros operacionais de um sistema de refrigeração ...	5
Figura 2.1 Esquema ilustrativo do processo de solução proposto por Davis e Scott (1976)...	9
Figura 2.2 Metodologia de solução empregada por Rogers e Tree (1991).....	11
Figura 2.3 Metodologia de solução empregada por Klein et al. (1999).....	13
Figura 2.4 Metodologia de solução empregada por Gonçalves e Melo (2004)	14
Figura 3.1 Consumo de energia calculado versus capacidade de refrigeração ou carga térmica.....	17
Figura 3.2 Esquema simplificado do modelo do condensador	20
Figura 3.3 Algoritmo para determinação das áreas e entalpias.....	21
Figura 3.4 Aleta formada por linhas equipotenciais (Schmidt, 1949).....	23
Figura 3.5 Comparação entre as correlações disponíveis para cálculo do coeficiente de transferência de calor em evaporadores tubo-aleta com convecção forçada.	25
Figura 3.6 Comparação entre as correlações disponíveis para o cálculo do coeficiente de transferência de calor em condensadores arame-sobre-tubo com convecção forçada.	26
Figura 3.7 Taxa de transferência de calor nos trocadores de calor: comparação numérica versus experimental.....	27
Figura 3.8 Diagrama indicado para um compressor alternativo, Gosney (1982)	28
Figura 3.9 Vazão mássica calculada versus experimental	30
Figura 3.10 Potência elétrica calculada versus experimental utilizando correlações da literatura.....	32
Figura 3.11 Potência elétrica calculada versus experimental	33
Figura 3.12 Temperatura na descarga do compressor, experimental versus calculado	34
Figura 3.13 Esquema de um trocador de calor tubo capilar – linha de sucção do tipo concêntrico	36

Figura 3.14 Vazão mássica experimental versus a calculada utilizando o sub-modelo proposto por Pereira et al. (2007)	41
Figura 3.15 Vazão mássica calculada versus dados experimentais do refrigerador.....	42
Figura 3.16 Esquematização global dos compartimentos refrigerados	43
Figura 3.17 – Circuito térmico análogo para uma parede típica	45
Figura 3.18 – Volumes de controle empregados para modelar a dissipação interna de energia	48
Figura 3.19 – Circuito térmico equivalente entre as bordas e as paredes do refrigerador	49
Figura 3.20 – Esquema dos compartimentos internos utilizado na obtenção do UA equivalente	50
Figura 3.21 – Carga térmica experimental versus calculada.....	51
Figura 3.22 – Balanço de energia no compartimento congelador e no refrigerador	52
Figura 3.23 – Curva característica do sistema: evaporador e compartimento congelador....	54
Figura 3.24 – Curva característica do ventilador vazão volumétrica versus perda de carga.	54
Figura 3.25 – Comparação entre a temperatura do ar experimental versus calculada.....	56
Figura 3.26 – Método de solução do sistema de refrigeração	57
Figura 3.27 – Algoritmo de solução do programa.....	58
Figura 3.28 Perfil de temperatura na parede para três posições de termostato	59
Figura 3.29 Condições de contorno da flutuação de temperatura do gabinete.....	62
Figura 3.30 Temperatura do congelador versus temperatura do refrigerador	63
Figura 4.1 Capacidade de refrigeração e potência elétrica versus temperatura de mistura .	65
Figura 4.2 Temperatura de condensação e evaporação versus carga térmica	65
Figura 4.3 Diagrama de controle do refrigerador: experimental vs. simulado.....	67
Figura 4.4 Fator de funcionamento experimental versus simulado.....	69
Figura 4.5 Consumo de energia experimental versus calculado	69
Figura 4.6 Transiente de temperatura medido e simulado na posição quente-frio	70
Figura 4.7 Transiente de temperatura medido e simulado na posição quente-quente.....	71
Figura 4.8 Transiente de temperatura medido e simulado na posição frio-quente	71
Figura 4.9 Transiente de temperatura medido e simulado na posição frio-frio	72
Figura 4.10 Transiente de temperatura medido e simulado na posição consumo AHAM.....	72
Figura 4.11 Transiente de potência medido e simulado na posição QF	73

Figura 4.12 Transiente de potência medido e simulado na posição QQ	73
Figura 4.13 Transiente de potência medido e simulado na posição FQ	74
Figura 4.14 Transiente de potência medido e simulado na posição FF	74
Figura 4.15 Transiente de potência medido e simulado na posição consumo	75
Figura 4.16 Transiente de temperatura nos compartimentos - 25°C	76
Figura 4.17 Transiente de temperatura nos compartimentos - 32°C	76
Figura 4.18 Transiente de temperatura nos compartimentos - 43°C	77
Figura 4.19 Efeito dos parâmetros do compressor sobre o coeficiente de performance	78
Figura 4.20 Efeito dos parâmetros do condensador sobre o coeficiente de performance	79
Figura 4.21 Efeito dos parâmetros do evaporador sobre o coeficiente de performance	80
Figura 4.22 Efeito do TC-LS sobre o desempenho do sistema	81
Figura 4.23 Efeito simultâneo do comprimento do capilar e do diâmetro interno sobre o coeficiente de performance do sistema	81
Figura 4.24 Efeito da fração de ar entre os compartimentos sobre o desempenho do sistema	82
Figura 4.25 Efeito da fração de ar entre os compartimentos e da espessura das paredes do refrigerador	83
Figura 4.26 Efeito da banda do termostato sobre o consumo de energia	84
Figura 4.27 Configuração ótima para a geometria do capilar com as modificações propostas	85
Figura 4.28 Diferença no COP entre o sistema original e modificado	86
Figura 4.29 Efeito da banda do termostato e da fração de ar insuflado sobre o consumo de energia e a temperatura do compartimento refrigerado	87
Figura 4.30 Transiente de temperaturas dos compartimentos refrigerados: versão original vs. modificada	88
Figura 4.31 Variação da potencia ao longo do tempo: versão original vs. modificada	88
Figura 4.32 Comparação entre o fator de funcionamento experimental vs. calculado de forma algébrica	89
Figura 4.33 Comparação entre o consumo de energia experimental versus calculado utilizando a expressão algébrica para o fator de funcionamento	90
Figura II.1 Vista lateral da câmara de testes	103
Figura II.2 Vista frontal e em corte da câmara de testes	104
Figura II.3 Transdutores de pressão instalados no refrigerador	105

Figura II.4 Disposição dos termopares no evaporador	105
Figura II.5 Disposição dos termopares no condensador	106
Figura II.6 Região inferior do refrigerador	106
Figura II.7 Posição dos termopares e das resistências elétricas no interior do congelador ..	107
Figura II.8 Orifício de retorno do ar ao evaporador	107
Figura II.9 Posicionamento de termopares nos níveis superior e do meio do congelador ..	107
Figura II.10 Posicionamento de termopares no nível inferior do congelador	107
Figura II.11 Posição dos termopares no interior do refrigerador.....	108
Figura II.12 Temperaturas do ar na entrada e saída do compartimento	108
Figura II.13 Medição de temperatura na entrada e saída do compressor.....	109
Figura II.14 Medição de temperatura na carcaça do compressor.....	109
Figura II.15 Medidor de vazão mássica instalado na descarga do compressor.....	110
Figura III.1 Temperaturas no interior do congelador	112
Figura III.2 Oscilação de temperatura no interior do refrigerador	113
Figura III.3 Temperatura no interior dos compartimentos e potência com ice maker.....	113
Figura III.4 Temperaturas em diversos pontos do refrigerador.....	114
Figura III.5 Temperatura no interior dos compartimentos e potência – sem ice maker.....	115
Figura III.6 Grau de superaquecimento e temperatura do compartimento refrigerador em função da carga de refrigerante	116
Figura III.7 Consumo de energia e temperatura interna do congelador em função da carga de refrigerante	117
Figura IV.1 Relação entre as temperaturas internas e a carga térmica.....	119
Figura IV.2 Coeficiente de performance e potência em função da carga térmica.....	120
Figura IV.3 Grau de sub-resfriamento e superaquecimento em função da carga térmica ..	121
Figura IV.4 Temperatura de condensação e evaporação versus carga térmica.....	121
Figura IV.5 Diagrama polar: temperaturas dos compartimentos	122
Figura IV.6 Potência consumida pelo compressor versus tempo	123
Figura IV.7 Diagrama de controle do congelador-refrigerador.....	124
Figura IV.8 Pressões de evaporação e condensação em regime cíclico.....	126
Figura IV.9 Potência e capacidade em regime cíclico	126

Figura IV.10 Temperaturas dos compartimentos e potência em regime cíclico.....	127
Figura IV.11 Capacidade de refrigeração versus potência.....	128

TABELAS

Tabela 1.1 Categorias de refrigeradores e normalização pertinente	5
Tabela 3.1 Relação dos parâmetros usados nos trocadores de calor para o cálculo da eficiência de aleta.	22
Tabela 3.2 Correlações disponíveis na literatura	24
Tabela 3.3 Constantes da equação (50) – dados do refrigerador	41
Tabela 3.4 Constante da equação (51) – dados do refrigerador	42
Tabela 3.5 – Síntese da discretização da equação de Fourier para o tempo e o espaço nos volumes de 1 até N das paredes do congelador e/ou refrigerador	46
Tabela 3.6 – Valores médios das propriedades termofísicas dos materiais	47
Tabela 3.7 Transferência de calor através das paredes do refrigerador – regime cíclico	59
Tabela 4.1 Comparações modelo versus experimento em regime cíclico	68
Tabela 4.2 Comparação entre o comportamento cíclico do refrigerador nas condições original e modificada.....	86
Tabela IV.1 Resultados dos testes realizados em regime permanente	118
Tabela IV.2 Resultados do teste de <i>pull-down</i>	123
Tabela IV.3 Síntese dos resultados dos testes cíclicos realizados.....	125

NOMENCLATURA

Símbolos

a , constante qualquer, adimensional

b , constante qualquer, adimensional

A , área, m^2

A_{cong} , área externa do congelador, m^2

A_{refr} , área externa do refrigerador, m^2

c , a fração do espaço morto, adimensional

C_{COMP} , inércia térmica do compartimento, $J/^{\circ}C$

CE , consumo de energia mensal, $kWh/mês$

C_{maior} , capacidade térmica de um fluido que é maior que um outro, $W/^{\circ}C$

C_{menor} , capacidade térmica de um fluido que é menor que um outro, $W/^{\circ}C$

COP , coeficiente de performance do refrigerador simulado, adimensional

COP_{Carnot} , coeficiente de performance de Carnot, adimensional

COP_{sist} , coeficiente de performance de um sistema real, adimensional

C_p , calor específico a pressão constante, $J/kg^{\circ}C$

C_v , calor específico a volume constante, $J/kg^{\circ}C$

D , diâmetro, m

D_C , diâmetro do tubo capilar, m

e , espessura, m

f , fator de atrito de Darcy, adimensional

F , fator de correção da potência elétrica consumida, adimensional

G , fluxo mássico, $kg/s (m^2)^{-1}$

h , entalpia, J/kg

i , constante qualquer, adimensional

j , fator de Colburn, adimensional

k , coeficiente de compressão isentrópica, adimensional

K , condutividade térmica, $J/kg^{\circ}C$

L , comprimento do tubo, m

L_C , comprimento do tubo capilar, m

L_{HX} , comprimento do tubo capilar, m

Lim_{cong} , diferença entre a temperatura máxima e mínima no congelador, $^{\circ}C$

Lim_{refr} , diferença entre a temperatura máxima e mínima no refrigerador, $^{\circ}C$

M , massa de refrigerante ou de ar, kg

m , vazão mássica, kg/s ou kg/h
 m_C , vazão mássica no capilar, kg/h
 m_K , vazão mássica no compressor, kg/h
 n , expoente politrópico, adimensional
 N_K , rotação do compressor, Hz
 NTU , número de unidades de transferência, adimensional
 Nu , número de Nusselt, adimensional
 p , pressão, Pa ou bar
 P_K , potência elétrica consumida pelo compressor, W
 P_l , espaçamento longitudinal entre tubos, m
 Pot , potência elétrica total consumida, W
 Pr , número de Prandtl, adimensional
 P_t , espaçamento transversal entre tubos, m
 Q , calor trocado, W
 q , fluxo de calor, W/m²
 Q_B , quantidade de calor que atravessa as bordas da gaxeta e flanges, W
 Q_{CT} , carga térmica, W
 Q_E , capacidade de refrigeração, W
 Q_G , carga térmica gerada, W
 Q_K , calor trocado pelo compressor, W
 Q_P , quantidade de calor que atravessa as paredes, W
 R , constante dos gases perfeitos, adimensional
 Ra , número de Rayleigh, adimensional
 Re , número de Reynolds, adimensional
 R_{eq} , raio equivalente numa aleta, m
 RTR , fator de funcionamento, adimensional
 RTR_G , fator de funcionamento aproximado para um compartimento, adimensional
 SUB , sub-resfriamento no final do condensador, °C
 SUP , superaquecimento no final do evaporador, °C
 t , tempo, s
 T , temperatura, °C
 T_{AMB} , temperatura ambiente, °C
 T_{cong} , temperatura média do congelador, °C
 T_{COND} , temperatura de condensação, °C
 T_d , temperatura na descarga do compressor, °C
 $T_{e,C}$, temperatura na entrada do capilar, °C
 $T_{E,K}$, temperatura na entrada do compressor, °C
 $T_{e,LS}$, temperatura na entrada da linha de sucção, °C

T_{EVAP} , temperatura de evaporação, °C
 $T_{e,D}$, temperatura na descarga do compressor, °C
 T_{INS} , temperatura de insuflamento, °C
 T_{INT} , temperatura interna de um compartimento, °C
 $T_{INT,EQ}$, temperatura interna equivalente para um compartimento hipotético, °C
 T_{LS} , temperatura na linha de sucção, °C
 T_M , temperatura de mistura ou ar de retorno dos compartimentos refrigerados, °C
 T_{MAX} , temperatura máxima sentida pelo termostato, °C
 T_{MIN} , temperatura mínima sentida pelo termostato, °C
 T_{refr} , temperatura média do compartimento refrigerado, °C
 u , energia interna, J/kg
 U , resistência térmica global, W/m²°C
 UA_{cong} , condutância térmica global do congelador, W/°C
 UA_G , condutância térmica global do refrigerador, W/°C
 UA_K , condutância térmica global do compressor, W/°C
 UA_{refr} , condutância térmica global do compartimento refrigerado, W/°C
 UA_{trav} , condutância térmica global da travessa, W/°C
 UA_{TS} , condutância térmica global da parede traseira do congelador, W/°C
 V , volume, m³
 v , volume específico, m³/kg
 V_{COMP} , volume do compartimento, m³
 VD , volume deslocado pelo compressor, m³
 W_{DEG} , potência elétrica da resistência de degelo, W
 W_K , trabalho de compressão real do compressor, W
 $W_{K,s}$, trabalho específico isentrópico de compressão, J/kg
 W_V , potência elétrica do ventilador, W
 Y , trabalho de compressão
 X , constante qualquer, adimensional
 z , coordenada axial, m
 Z , constante qualquer, adimensional

Listas Gregas

ΔT , variação de temperatura, °C
 ε_{HX} , efetividade do trocador de calor interno, adimensional
 ε , *efetividade para trocadores, adimensional*
 η_G , eficiência global, adimensional

η_O , eficiência da superfície, adimensional
 η_{sist} , eficiência de sistemas reais, adimensional
 η_V , rendimento volumétrico, adimensional
 $\eta_{V,ido}$, rendimento volumétrico ideal com espaço morto, adimensional
 ω , vazão volumétrica, m³/h e L/s
 ϑ , velocidade, m/s
 λ_{EXT} , coeficiente de convecção externo, W/m²°C
 λ_{INT} , coeficiente de convecção interno, W/m²°C
 μ , viscosidade absoluta, N s/m²
 ξ , banda do termostato, °C
 ρ , densidade específica, kg/m³
 ϕ , constante qualquer, adimensional
 Ω , fração de ar entre os compartimentos refrigerados, adimensional

Índices

$()^0$, no passo de tempo anterior
 $()_{1ciclo}$, para 1 ciclo completo
 $()_{aço}$, aço
 $()_{aleta}$, da aleta
 $()_{ar}$, do ar
 $()_{BIF}$, bifásico
 $()_C$, capilar
 $()_{calc}$, calculado
 $()_{COND}$, condensação, condensador
 $()_{cong}$, compartimento do congelador
 $()_{corr}$, corrigido
 $()_d$, descarga
 $()_{desl}$, desligado
 $()_e$, entra no volume de controle
 $()_E$, lado direito
 $()_{eq}$, que é equivalente
 $()_\varepsilon$, para a efetividade
 $()_{EV}$, evaporador
 $()_{EVAP}$, evaporação
 $()_{EXP}$, experimental
 $()_{ext}$, lado externo

$()_f$, ponto de flash do fluido refrigerante
 $()_h$, isentálpico
 $()_{HX}$, trocador de calor interno
 $()_I$, imposição
 $()_{int}$, lado interno
 $()_{INF}$, infiltrado
 $()_{INS}$, insuflamento
 $()_K$, compressor
 $()_{lig}$, ligado
 $()_L$, líquido
 $()_{LS}$, linha de sucção
 $()_m$, empírica
 $()_{MAX}$, máxima diferença
 $()_{MIN}$, mínima
 $()_n$, politrópico, ultimo volume de controle
 $()_{nat}$, natural
 $()_p$, isobárico
 $()_P$, volume central
 $()_{plast}$, plástico
 $()_{PU}$, poliuretano expandido
 $()_{refr}$, compartimento do refrigerador
 $()_{reg}$, região
 $()_{RP}$, regime permanente
 $()_s$, sai do volume de controle, sucção, isentrópico
 $()_{sat}$, região saturada
 $()_{SAT}$, saturação
 $()_{sr}$, transversal
 $()_{sub}$, região sub-resfriada
 $()_{sup}$, região superaquecida
 $()_{TC}$, trocador de calor
 $()_{tot}$, total
 $()_{trav}$, travessa ou mullion
 $()_{tubo}$, do tubo
 $()_{vap}$, vapor
 $()_W$, lado esquerdo

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1 Visão geral

De um modo geral, no Brasil, a energia elétrica necessária ao funcionamento de um refrigerador doméstico representa em torno de 25% à 50% do consumo total de uma residência dependendo da classe social, PROCEL (2008). Parte deste consumo deve-se as irreversibilidades termodinâmicas geradas pelos escoamentos com transferência de calor nos diversos componentes do sistema. A compreensão destes processos é de fundamental importância para que sistemas de refrigeração cada vez mais eficientes sejam desenvolvidos e comercializados. A abordagem convencional consiste na utilização de procedimentos de cálculo simples e na realização de testes experimentais padronizados. Tal abordagem, no entanto, exige um elevado custo laboratorial. Uma abordagem mais conveniente consiste na utilização de modelos numéricos, com base em informações físicas colhidas de experimentos.

A utilização do frio teve origem nas antigas civilizações européias e asiáticas, as quais usavam gelo e neve extraídos da natureza (Gonçalves 2004). Em meados do século XIX D.C, a expansão do comércio de gelo natural popularizou as geladeiras (armários de madeira onde havia um espaço para colocação de barras de gelo). Na mesma época, surgiram iniciativas para a produção de gelo de forma artificial.

Somente a partir de 1930, com o advento dos CFCs (Cloro-fluor-carbonos), os refrigeradores domésticos começaram a ser introduzidos gradualmente no mercado. Atualmente, devido à intensa demanda no comércio mundial, tais equipamentos são produzidos em diversos países sob medidas controladoras a fim de diminuir os impactos ambientais causados pela emissão de gases na atmosfera e pela imensa demanda energética.

1.2 Ciclos básicos de refrigeração

1.2.1 Princípio básico de operação de um refrigerador ideal

Um refrigerador ideal opera de forma reversa aos ciclos de potência ideal, sendo assim, o ciclo ideal enunciado por Carnot será usado como base de comparação. Num

refrigerador ideal o calor passa de uma fonte de baixa para uma fonte de alta temperatura, mediante a adição de uma quantidade mínima de energia na forma de trabalho (ver Figura 1.1).

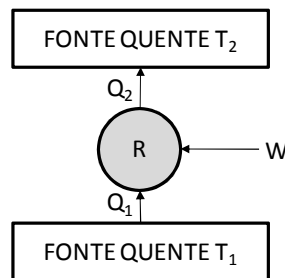


Figura 1.1 Refrigerador de Carnot

A Figura 1.2 mostra os processos termodinâmicos de um ciclo de refrigeração de Carnot. Entre A e B existe um processo de compressão isentrópica, entre B e C um processo de liberação de calor isotérmico, entre C e D um processo de expansão isentrópica e finalmente entre D e A um processo de absorção de calor isotérmico.

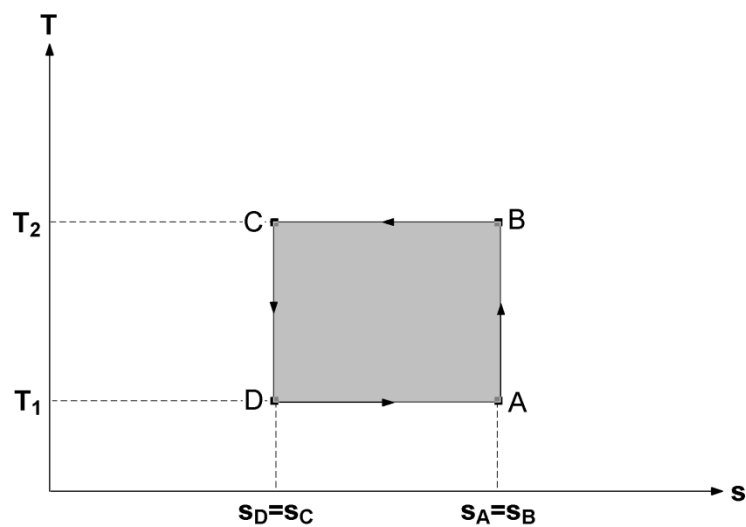


Figura 1.2 Ciclo de Carnot num diagrama T - s

A eficiência de refrigeração de sistemas reais η_{sist} pode ser obtida a partir do coeficiente de performance de Carnot da seguinte forma:

$$\eta_{sist} = \frac{COP_{sist}}{COP_{Carnot}} = \frac{COP_{sist}}{\frac{T_1}{T_2 - T_1}} \quad (1)$$

1.2.2 Sistemas de refrigeração por compressão mecânica de vapor refrigeradores reais

Sistemas por compressão mecânica geralmente utilizam substâncias que transferem calor mediante processos de mudança de fase. O sistema típico é composto por um compressor, dois trocadores de calor, um dispositivo de expansão e, às vezes, por um trocador de calor interno. A Figura 1.3 mostra um esquema de um refrigerador doméstico, onde podem ser observados os principais componentes. O fluido refrigerante circula no sentido dos números assinalados, do menor para o maior.

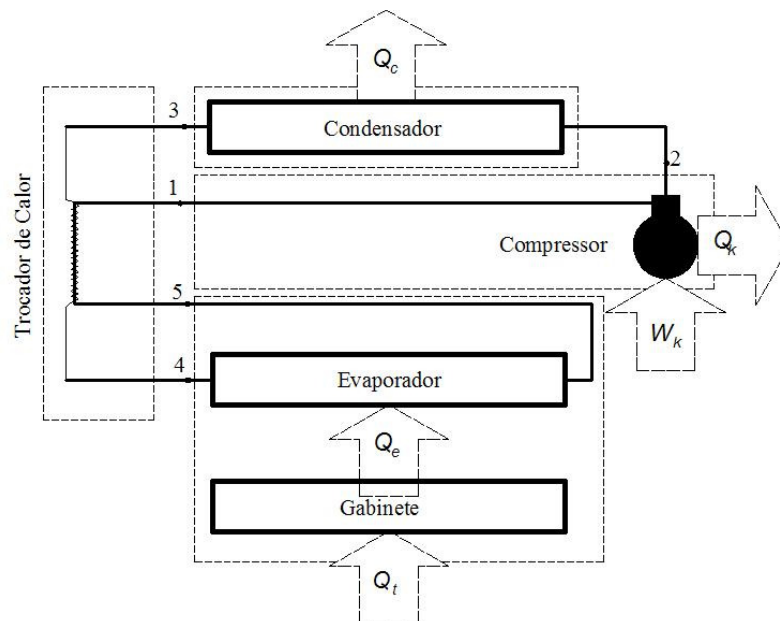


Figura 1.3 – Sistema básico de refrigeração por compressão mecânica de vapores

Os estados termodinâmicos do refrigerante são apresentados na Figura 1.4. Observa-se diferenças substanciais em relação ao ciclo ideal de Carnot. Pode-se notar que o processo de compressão, entre os pontos 1 e 2 ocorre com transferências de calor para o ambiente, o que não ocorre no ciclo de Carnot. No condensador, entre os pontos 2 e 3, o refrigerante passa de vapor superaquecido para líquido sub-resfriado ou saturado. Ao contrário do ciclo de Carnot a transferência de calor ocorre com uma diferença finita de temperatura.

Em seguida, o fluido refrigerante entra no dispositivo de expansão, entre 3 e 4, onde é expandido para a pressão de baixa sem produção de trabalho. Neste processo, ocorrem trocas de calor com a linha de sucção com o objetivo de aumentar a capacidade de refrigeração e proteger o compressor de golpes de líquido. Após a expansão, o fluido entra no evaporador, onde recebe calor do ambiente refrigerado também mediante uma diferença finita de temperatura, pontos 4 e 5.

Tal ciclo apresenta uma série de irreversibilidades termodinâmicas, as quais reduzem seu coeficiente de performance, expresso da seguinte forma:

$$COP_{sist} = \frac{Q_E}{Pot} \quad (2)$$

onde Pot representa a potência elétrica consumida pelo compressor e outros componentes.

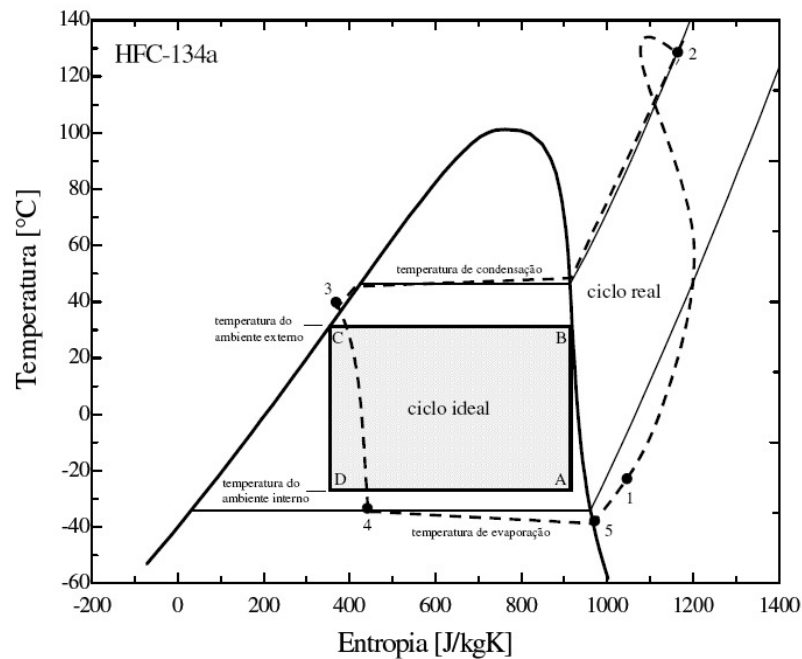


Figura 1.4 Comparação entre um ciclo real e um ciclo de Carnot num diagrama T-xS (Hermes, 2006)

O compressor e o dispositivo de expansão dividem o sistema em duas grandes regiões: Uma região de baixa pressão e outra de alta pressão. O funcionamento do sistema é caracterizado pelas pressões de alta e baixa e pelos graus de superaquecimento e sub-resfriamento. Tais parâmetros são funções do desempenho de cada componente, da carga de refrigerante e da temperatura ambiente, como ilustra a Figura 1.5.

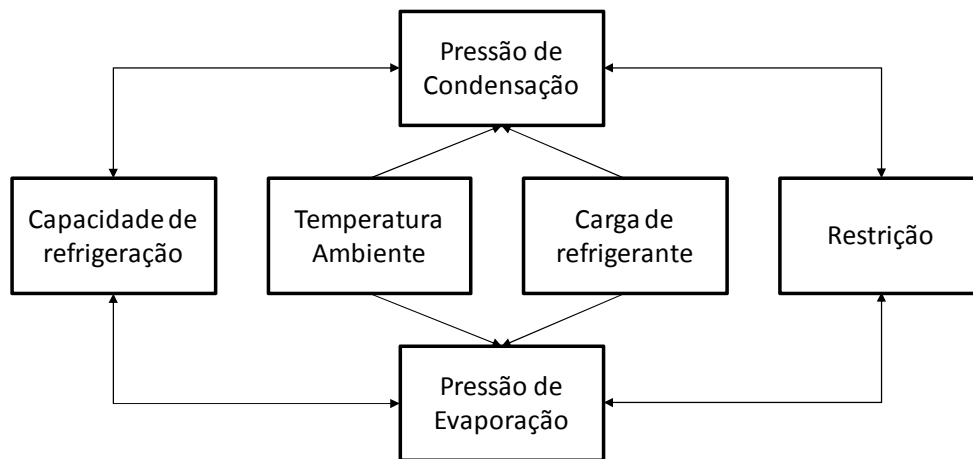


Figura 1.5 Inter-relação entre os parâmetros operacionais de um sistema de refrigeração

1.3 Refrigeradores domésticos

Um refrigerador doméstico é basicamente um equipamento onde a temperatura do ar é mantida num valor inferior ao do ambiente externo para permitir principalmente a conservação de alimentos. Tais equipamentos são constituídos por um compartimento refrigerado e por um sistema de refrigeração, geralmente por compressão mecânica.

Antes de serem comercializados esses equipamentos devem atender normas específicas, que variam de país para país. No Brasil, por exemplo, os refrigeradores são separados por categorias, cada uma com sua norma, como mostra a Tabela 1.1.

Tabela 1.1 Categorias de refrigeradores e normalização pertinente

CATEGORIA	NORMA (Brasil)
Refrigerador simples	ISO 7371
Refrigerador combinado	ISO 8187
Refrigerador combinado Frost-Free	ISO 8561
Congelador vertical	ISO 5155
Congelador vertical Frost-Free	ISO 8561
Congelador horizontal	ISO 5155

Os produtos existentes no mercado diferem basicamente na relação entre o compartimento refrigerado e o sistema de refrigeração. No presente trabalho o compartimento refrigerado será dividido em dois, cada qual com uma temperatura, e o sistema de refrigeração será o convencional, isto é, com um único evaporador. Existem,

entretanto, sistemas com dois compartimentos que fazem uso de dois evaporadores associados em série (Topping e Vineyard, 1982) ou em paralelo com ajuda de dois dispositivos de expansão (Lu e Ding 2005). Existem também refrigeradores onde se tem um sistema de refrigeração para cada compartimento, o que fornece um melhor controle das temperaturas, embora com aumento de custos.

O refrigerador escolhido representa uma forma de se aliar eficiência energética e baixo custo. Tal sistema utiliza um sistema de distribuição de ar, dotado de um damper que controla a vazão de ar insuflada em cada compartimento. Deve-se mencionar que esses sistemas necessitam de ventiladores para promover a circulação do ar no interior dos compartimentos, o que além de consumir energia, aumenta a carga térmica (Hermes 2006). Apesar desse inconveniente tal sistema ainda é o mais difundido no mercado.

Um outro aspecto a ser observado é o sistema de controle da capacidade de refrigeração. Existem sistemas dotados de compressores de rotação variável e outros em fase de investigação, onde o sistema de expansão é de ação também variável (Gonçalves e Melo, 2004 e Pöttker e Melo, 2006).

O produto explorado nesse trabalho utiliza um compressor convencional, controlado por um termostato que, por sua vez, é sensível a variação da temperatura do ar no interior do gabinete. O dispositivo de expansão é também convencional, do tipo tubo capilar. Maiores detalhes do refrigerador em consideração são apresentados nos Apêndices I e II.

1.4 Motivação

No final do século XX, os impactos ambientais associados com a emissão de fluidos refrigerantes na atmosfera se tornaram uma preocupação da sociedade em geral. Alguns acordos estabelecendo limites para o uso de certas substâncias foram assinados, sendo um deles o protocolo de Montreal que estabelece reduções graduais para eliminação de CFCs e HCFCs. Um outro acordo, mais recente, é o protocolo de Kyoto que estabelece limites para a redução de substâncias que provocam o efeito estufa. As indústrias de refrigeração pressionadas por tais protocolos têm investido no desenvolvimento de sistemas que usem substâncias amigáveis ao meio ambiente e de maior eficiência energética. O requisito de eficiência energética está ligado ao impacto ambiental pela emissão de CO₂ durante o processo de geração de eletricidade. Dessa forma, programas de racionalização do uso de energia elétrica vêm se intensificando. No Brasil, deve-se destacar o PROCEL, criado em 1985 pelo ministério de Minas e Energia.

Nos últimos anos a produção média de refrigeradores se situou em torno de 350 mil unidades por mês (IPEA, 2000). Como o consumo médio de um refrigerador doméstico é da ordem de 30kWh/mês, calculando-se o consumo total (baseado nos últimos 15 anos)

representaria algo em torno de 17% da matriz energética nacional. Isto porque, em 2008, a capacidade energética do país foi de aproximadamente 367 GWh (Eletrobrás, 2009). Isso justifica a realização de atividades de pesquisa que visem o aumento da eficiência energética de refrigeradores, para assim minimizar tanto o impacto sobre o efeito estufa como a demanda por investimentos na ampliação de usinas de geração de energia.

Como já mencionado, todo e qualquer desenvolvimento em refrigeradores domésticos exige a realização de experimentos normalizados, experimentos estes que são numerosos e exigem um período de tempo consideravelmente longo. Uma alternativa para minimizar o número de testes experimentais consiste na utilização de ferramentas computacionais para simular o comportamento dos refrigeradores, diminuindo assim o custo final do produto.

1.5 Objetivos

O foco do presente trabalho consiste no desenvolvimento de uma ferramenta simples e de baixo custo computacional para reproduzir testes de consumo de energia. Em suma, pretende-se desenvolver as seguintes atividades:

- Realizar testes de abaixamento de temperatura (*pull-down*), para gerar informações necessárias ao modelo computacional;
- Modelar o refrigerador considerando o gabinete em regime transiente e o sistema de refrigeração em regime permanente;
- Reproduzir testes de consumo de energia com um certo grau de confiabilidade;
- Utilizar o modelo para fazer análises de sensibilidade e propor melhorias no produto.

1.6 Estrutura do documento

O presente trabalho foi estruturado da seguinte forma:

O capítulo 2 apresenta uma revisão bibliográfica relacionada com o tema deste trabalho, visando explorar trabalhos voltados para modelagem de componentes e de sistemas de refrigeração.

O capítulo 3 descreve a modelagem dos componentes de um refrigerador específico, usando uma abordagem determinística semi-empírica.

No capítulo 4 são mostrados análises comparativas entre resultados numéricos e experimentais e exploradas as potencialidades do modelo desenvolvido.

Por fim, no capítulo 5, apresentam-se as conclusões e também sugestões para trabalhos futuros.

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Os refrigeradores domésticos evoluíram gradativamente ao longo do tempo. Embora existam diferentes tipos de produtos, principalmente graças às preferências locais, as tecnologias empregadas sempre foram muito semelhantes. Mais recentemente, os computadores possibilitaram a realização de cálculos cada vez mais complexos e com extrema velocidade. Dessa forma, técnicas baseadas totalmente em experimentação puderam ser substituídas gradativamente por estratégias de simulação.

A modelagem numérica voltada para refrigeração iniciou em 1942 por (Hrones, 1942). Posteriormente surgiram programas baseados em equações empíricas que podiam ser empregados para qualquer sistema térmico, operando em regime permanente (Stoecker, 1971).

Em 1976, Davis e Scott (1976) desenvolveram o primeiro programa, em regime permanente com base no método das substituições sucessivas e em uma abordagem algébrica, para modelar os quatro componentes básicos do sistema. A partir dos dados de entrada e impondo o grau de superaquecimento na saída do evaporador SUP_i e o do sub-resfriamento na saída do condensador SUB_i , o sistema era resolvido arbitrando-se inicialmente a temperatura de evaporação T_{EVAP}^* . Como o superaquecimento na saída do evaporador era conhecido, obtinha-se a temperatura na entrada do compressor $T_{E,K}$. Arbitrando a temperatura de condensação T_{COND}^* , a vazão mássica m_K e as condições termodinâmicas do refrigerante na saída do compressor eram calculadas através da sub-rotina do compressor. Em seguida, a partir do grau de sub-resfriamento imposto SUB_i e usando a sub-rotina do condensador, estimava-se o fluxo de massa na saída do condensador m_{COND} . Enquanto o fluxo de massa no condensador não fosse igual ao do compressor, a temperatura de condensação ia sendo corrigida. O processo se repetia no evaporador, só que agora caso o grau de superaquecimento calculado não fosse igual ao arbitrado inicialmente, a pressão de evaporação era corrigida, iterativamente. O processo de expansão foi tratado como isentálpico. A Figura 2.1 ilustra o método descrito anteriormente.

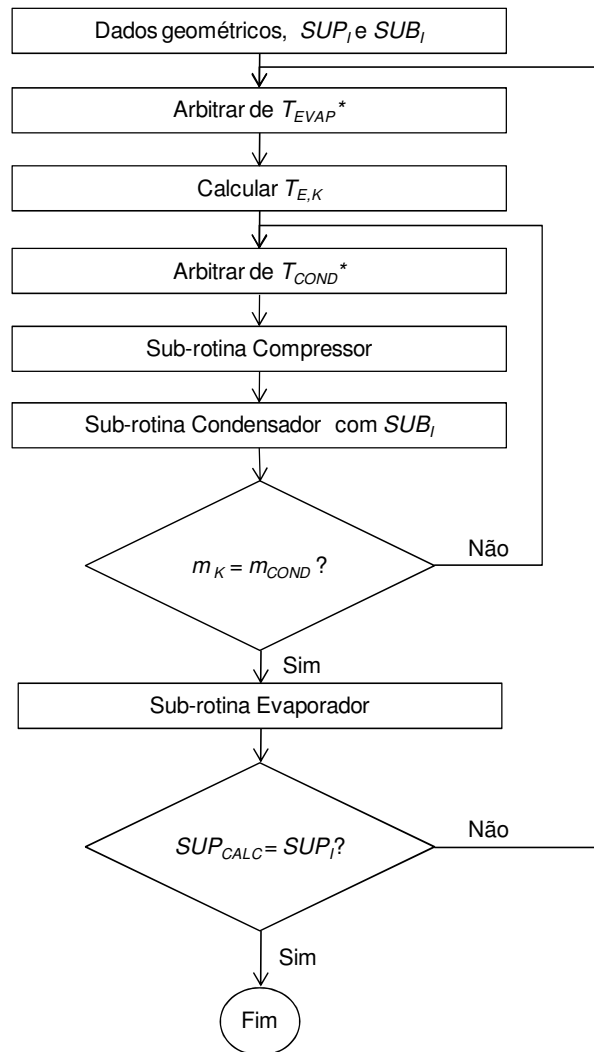


Figura 2.1 Esquema ilustrativo do processo de solução proposto por Davis e Scott (1976)

Melo et al (1988) desenvolveram um dos primeiros programas para a simulação numérica de refrigeradores domésticos. O programa tinha como objetivo simular o transiente de partida do refrigerador. Dada a dificuldade existente na época para modelar o trocador de calor capilar-linha de sucção, tal componente foi tratado como adiabático e o refrigerador adaptado para essa finalidade. As EDOs (equações diferenciais ordinárias) resultantes foram resolvidas através do método de Euler. Um dos principais resultados do programa consistia na reprodução das temperaturas do ar no interior do gabinete, desde da partida até o regime permanente. Os compartimentos foram modelados através de um único ponto nodal.

Pouco tempo depois, Lunardi (1991) adaptou o modelo de Melo et al. (1988) para refrigeradores que empregavam condensadores arame-sobre-tubo. As EDOs passaram a ser resolvidas através do método Runge-Kutta de 4° ordem, o qual permitia incrementos de tempo maiores. Devido à falta de informações experimentais, o TC-LS foi ainda tratado como adiabático.

Sugalski et al. (1991) criaram um programa computacional para simular o comportamento cíclico de um refrigerador doméstico. Tal ferramenta foi desenvolvida para auxiliar no processo de substituição dos CFC's por refrigerantes alternativos. Como estratégia de modelagem, os autores excluíram os dois primeiros minutos após a partida do compressor, devido ao alto custo computacional envolvido. Como o sistema de refrigeração não se alterava significativamente após a partida, optou-se por uma modelação em regime permanente. O gabinete foi modelado em regime transiente e o sistema era resolvido para cada passo de tempo, enquanto o termostato mantinha o sistema ligado. Quando o termostato desligava o compressor, o ganho de calor pelas paredes era transformado em aumento de temperatura até que o sistema voltasse a operar. O grau de sub-resfriamento e de superaquecimento foram prescritos, devido as tentativas frustradas de modelar o trocador de calor tubo capilar trocador linha de sucção e a carga de refrigerante.

Ao mesmo tempo, Rogers e Tree (1991) desenvolveram um programa para simular o comportamento de refrigeradores domésticos em regime permanente que empregava uma metodologia alternativa para a solução do sistema. Tal programa foi motivado por duas grandes necessidades prioritárias da época: a primeira era a intensa procura por fluidos alternativos ao R-12, e a segunda era a necessidade de melhorar a eficiência energética dos refrigeradores então existentes. Para tanto foram desenvolvidos modelos algébricos mais detalhados para os componentes, além de se incluir um modelo algébrico para o trocador de calor tubo capilar-linha de sucção, o que eliminava a necessidade de prescrição do grau de sub-resfriamento. A metodologia de solução se diferenciava das anteriores, pois previa apenas a imposição da temperatura de evaporação. A partir dos dados de entrada necessários para caracterizar os componentes, a solução do sistema iniciava com valores arbitrados para a temperatura na entrada do compressor $T_{E,K}^*$ e para a temperatura de condensação T_{COND}^* . Em seguida a vazão mássica de refrigerante m_K e o estado termodinâmico do fluido na saída do compressor eram calculados através da sub-rotina do compressor. A temperatura do fluido na saída do condensador era calculada através da sub-rotina correspondente a esse componente. Dessa forma, a partir do grau de sub-resfriamento ou do título na entrada do capilar, uma nova vazão mássica era calculada através do modelo do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção. A vazão mássica através do capilar m_{CAP} era então comparada com a calculada pelo modelo do compressor. Caso os valores não fossem iguais, a temperatura de condensação era ajustada dentro de um laço iterativo. Atingida a convergência o evaporador era simulado. Em seguida, a temperatura na saída da linha de sucção $T_{S,LS}$ era calculada e comparada com a temperatura inicialmente arbitrada $T_{E,K}^*$. Caso os valores fossem diferentes, o processo iterativo era reiniciado até que a convergência fosse atingida. A Figura 2.2 ilustra o método de solução empregado por Rogers e Tree (1991).

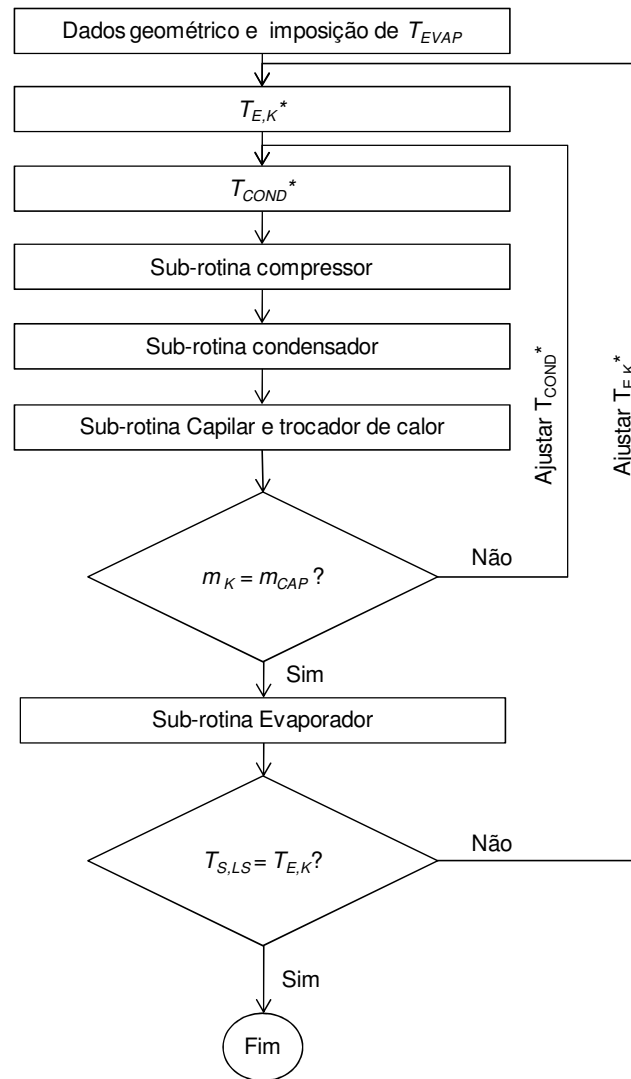


Figura 2.2 Metodologia de solução empregada por Rogers e Tree (1991)

Porter e Bullard (1992) também desenvolveram uma ferramenta computacional para simular refrigeradores com dois compartimentos em regime permanente. Os componentes foram modelados de forma global, com os trocadores separados por zona. O sistema de equações algébricas foi resolvido através do método de Newton-Raphson. O programa podia ser empregado no modo simulação e no modo projeto. No modo simulação o TC-LS e o inventário de massa eram modelados o que eliminava a prescrição dos graus de sub-resfriamento e do superaquecimento. No modo projeto ambos os valores precisavam ser fornecidos.

Goodson e Bullard (1994) desenvolveram um outro programa de simulação para refrigeradores com dois compartimentos também usando a técnica de Newton-Raphson. Neste caso como haviam 128 equações para serem resolvidas simultaneamente, eles empregaram um algoritmo para cálculo de matrizes esparsas com o intuito de acelerar o processo de solução. Além disso, o trocador de calor tubo capilar linha de sucção foi modelado através de uma expressão algébrica em substituição a correlação empírica

anteriormente empregada. O modelo para o inventário de massa foi também melhorado para levar em conta a quantidade de refrigerante dissolvida no óleo. Os resultados do modelo foram comparados com dados experimentais quando se observou que o modelo do TC-LS subestimava o fluxo de massa em 20%, sendo o maior responsável pelas discrepâncias observadas.

Krause e Bullard (1994) utilizaram o programa de simulação numérica de refrigeradores, desenvolvido pelo Departamento de Energia dos EUA, para comparar o desempenho de refrigeradores funcionando em regime cíclico, com o desempenho de um refrigerador hipotético operando em regime quase-estático. Eles concluíram que a performance do refrigerador funcionando em regime cíclico era degradada em torno de 3 à 5% em relação ao refrigerador hipotético.

Coulter e Bullard (1995) executaram testes da mesma forma que Krause e Bullard (1994) com o intuito de melhor identificar e quantificar as perdas por ciclagem. Eles observaram que a performance do refrigerador operando de forma cíclica é inferior, entre 5 à 25%, a do refrigerador quase-estático. As perdas por ciclagem foram associadas com a migração de refrigerante no período desligado, com a redistribuição de refrigerante no período ligado e com a inércia térmica dos trocadores.

Klein et al. (1999) desenvolveram mais um programa para simular o comportamento de um sistema do tipo “all-refrigerator”, de 230 litros, em regime permanente. O programa simulava o TC-LS, através de regressões obtidas a partir de simulações realizadas com o código CAPHEAT, desenvolvido por Mezavilla (1995). O método de solução era similar ao proposto por Rogers e Tree (1991), com uma diferença sutil no ajuste de $T_{E,K}^*$. Além disso, havia um laço iterativo adicional para atualizar as estimativas das temperaturas do compartimento refrigerado, T_{INT}^* , e de evaporação, T_{EVAP}^* , com base na diferença entre a capacidade de refrigeração e a carga térmica. A Figura 2.3 ilustra o processo iterativo usado por Klein et al. (1999).

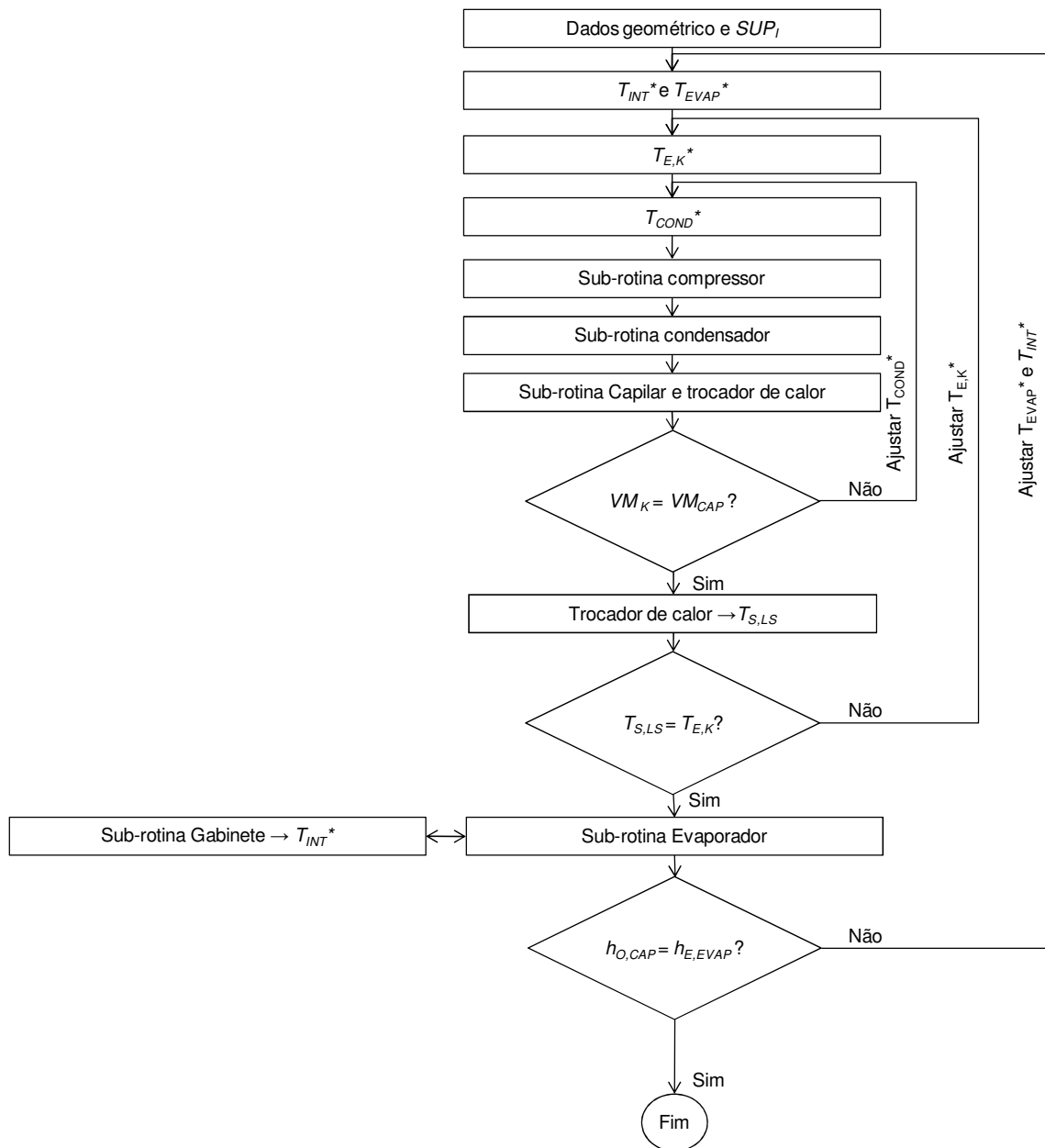


Figura 2.3 Metodologia de solução empregada por Klein et al. (1999)

Koury et al. (2001) desenvolveram um modelo numérico para simular o comportamento de um sistema de refrigeração tanto em regime transiente como permanente. Os trocadores de calor foram modelados levando-se em conta as suas inércias térmicas enquanto que o compressor e o capilar foram modelados em regime permanente. Os autores concluíram que o modelo gerava resultados muito próximos, operando tanto em regime transiente quanto em regime permanente.

Gonçalves e Melo (2004) desenvolveram uma metodologia para simular refrigeradores domésticos do tipo *No-Frost* com base em informações teóricas e experimentais. O sistema foi simulado com um compressor de rotação variável, com uma válvula agulha para promover uma expansão variável, com um condensador do tipo arame sobre tubo e com um evaporador No-frost. Além de variações na rotação do compressor e

na abertura da válvula de expansão, foram promovidas alterações geométricas nos outros componentes, como forma de avaliar o efeito individual de cada componente sobre o desempenho do sistema. O extenso trabalho experimental foi completado com informações de cunho teórico, dando origem em um modelo semi-empírico, cujo fluxograma é mostrado na Figura 2.4.

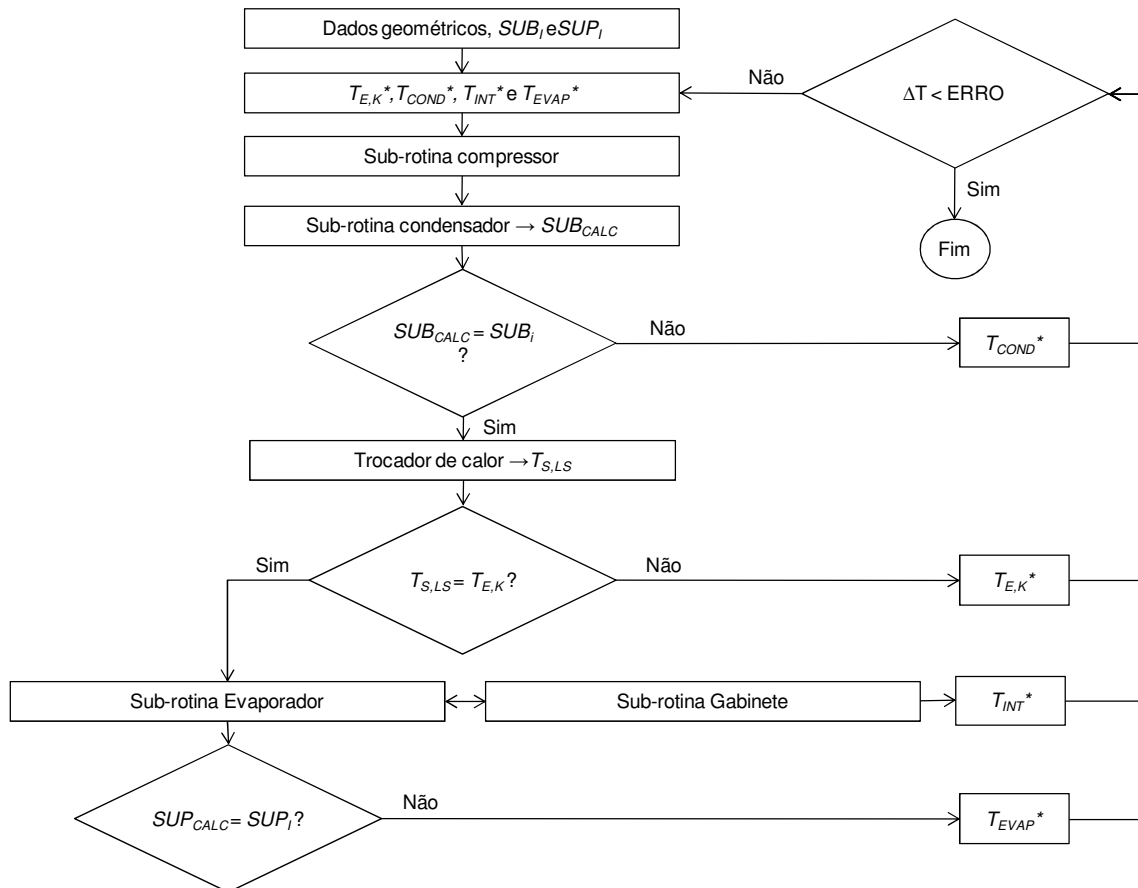


Figura 2.4 Metodologia de solução empregada por Gonçalves e Melo (2004)

No trabalho de Gonçalves e Melo (2004), o sub-resfriamento e o superaquecimento eram prescritos durante a solução do sistema. Os modelos do TC-LS e do inventário de massa eram resolvidos após a convergência do programa. O programa iniciava arbitrando-se a temperatura interna do gabinete T_{INT}^* , as temperaturas de condensação T_{COND}^* e evaporação T_{EVAP}^* e a temperatura na entrada do compressor $T_{E,K}^*$. Na sub-rotina do compressor calculava-se a vazão mássica e o estado termodinâmico do refrigerante na saída do compressor. A partir dessas informações, a subrotina do condensador calculava as condições na saída do condensador. O grau de sub-resfriamento calculado era então comparado com o sub-resfriamento arbitrado SUB_i para propiciar a atualização da temperatura de condensação. Em seguida, o trocador de calor interno era simulado para permitir a atualização da temperatura na entrada do compressor $T_{E,K}$. Posteriormente, o evaporador e o gabinete eram simulados para permitir a atualização da temperatura interna

do gabinete através da diferença entre a carga térmica e a capacidade de refrigeração. Finalmente a comparação entre os graus de superaquecimento calculado e arbitrado permitia a atualização da temperatura de evaporação.

O funcionamento dinâmico de um sistema de refrigeração depende fortemente da distribuição de refrigerante no seu interior. Ou seja, além da inércia dos trocadores de calor é preciso quantificar a massa de refrigerante em cada componente do sistema como uma função do tempo. Em outras palavras, correlações para estimar a fração de vazio ao longo dos trocadores e a solubilidade de refrigerante no óleo são indispensáveis. Gonçalves e Melo (2004) investigaram o inventário de massa num refrigerador doméstico com R-134a e com óleo éster $\alpha 22$, e constataram que as melhores correlações disponíveis geravam erros de até 50% em relação aos resultados experimentais. Pouco antes, Srichai e Bullard (1997) trabalhando em um refrigerador Side-by-side, operando com R-134a e com óleo naftênico, observaram erros de até 37% na quantidade de refrigerante dissolvido no óleo, empregando procedimentos de cálculos e experimentações.

Embora o refrigerador opere em condições transientes, Björk e Palm (2005) concluíram que o compressor trabalha predominantemente em regime permanente. Tal observação deve-se a resultados experimentais onde a massa de refrigerante dentro dos componentes foi medida ao longo do período de ciclagem.

Recentemente, Hermes (2006) desenvolveu um programa computacional para simular o comportamento de refrigeradores domésticos, tanto em regime de partida como em regime cíclico. O programa utiliza modelos teóricos distribuídos para os trocadores, para o tubo capilar e para o gabinete. Além da complexidade envolvida na modelagem, a grande desvantagem de tal programa é o seu alto custo computacional. Hermes (2006) mostrou ainda que a inércia térmica do gabinete é muito maior do que a do sistema de refrigeração.

Baseado em todas as informações obtidas, uma alternativa promissora e empregada nesse trabalho consistia em modelar o sistema em regime permanente e o gabinete em regime transiente para simular o real comportamento do refrigerador, objetivando baixo custo computacional. Além disso, pretendia-se avaliar o quanto a evolução da modelagem numérica apresentada poderia ser suficientemente representativa para prever o consumo de energia de um refrigerador comum que opera no regime transiente cíclico, quando comparado com resultados experimentais. Dessa forma, adotou-se para o presente trabalho uma metodologia que utilizava abordagem algébrica com alguns parâmetros empíricos, necessitando da realização de experimentos. Com isso, o modelo específico foi calibrado com um número mínimo de experimentos para diminuir as discrepâncias em relação ao refrigerador real, e assim, evitaram-se erros de convergência existentes nos modelos teóricos e ao mesmo tempo possibilitou uma maior faixa de extrapolação para as simulações.

CAPÍTULO 3

MODELAGEM MATEMÁTICA

3.1 Introdução

Neste capítulo será apresentada a abordagem utilizada para simular os componentes de refrigeradores domésticos controlados por um termostato e por um damper de ação mecânica.

A idéia principal consiste no desenvolvimento de modelos simples e capazes de reproduzir o comportamento cíclico de tais refrigeradores. Para tanto, através da ampla revisão da literatura, foram obtidos alguns modelos utilizados no presente trabalho.

Experimentos foram também realizados com o refrigerador operando tanto em regime permanente (temperatura interna nos compartimentos é mantida invariável ao longo do tempo) quanto em regime transiente (as temperaturas internas variam ao longo do tempo). Uma análise dos resultados experimentais mostrou que independente do regime de operação a potência média consumida pelo refrigerador podia ser relacionada com a carga térmica, determinada através da integração da capacidade de refrigeração ao longo do período de funcionamento do produto. Dessa forma, tornou-se possível simular satisfatoriamente o regime transiente cíclico de operação usando modelos numéricos desenvolvidos para regime permanente. Tal aproximação permitiu eliminar o uso de modelos distribuídos para simular o inventário de massa no interior do sistema em cada instante de tempo, o que reduziu em muito o tempo computacional.

Para exemplificar, a Figura 3.1 mostra o consumo de energia do refrigerador, objeto do presente estudo, em regime transiente operando de forma cíclica. Os valores do consumo foram calculados com base em quatro ciclos completos da potência elétrica consumida e extrapolados para um mês, sendo que cada um dos testes apresentava temperaturas internas diferentes. Com isso, observa-se que a capacidade de refrigeração aumenta conforme aumenta as temperaturas internas, e assim, diminui a carga térmica e também o consumo de energia.

A título de comparação, apresenta-se também o consumo de energia estimado a partir de testes em regime permanente, onde o refrigerador é assumido hipoteticamente a comportar-se de forma cíclica. Neste caso, a seguinte expressão foi empregada para computar o consumo de energia:

$$CE_{RP} = RTR_{RP} \cdot Pot_{RP} \quad (3)$$

onde RTR_{RP} representa o fator de funcionamento (razão entre o tempo de compressor ligado e o tempo de 1 ciclo) e Pot_{RP} é a potência consumida. Para derivar o fator de funcionamento, admitiu-se a seguinte aproximação:

$$t_{lig} \cdot Q_E \approx Q_{CT} \cdot (t_{lig} + t_{desl}) \quad (4)$$

o que originou:

$$RTR_{RP} = \frac{t_{lig}}{t_{lig} + t_{desl}} = \frac{Q_{CT}}{Q_E} \quad (5)$$

onde Q_{CT} representa a carga térmica média (baseada nas temperaturas médias dos compartimentos) e Q_E a capacidade de refrigeração média.

Da Figura 3.1, verifica-se que o consumo de energia calculado com base em testes de regime permanente apesar de próximo do obtido dos testes em regime transiente operando de forma cíclica, apresenta diferenças da ordem de 9%.

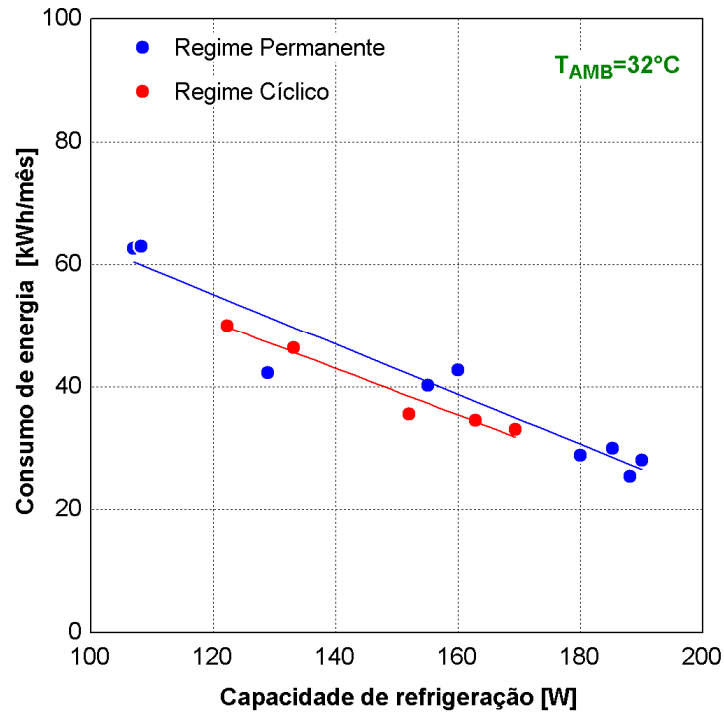


Figura 3.1 Consumo de energia calculado versus capacidade de refrigeração ou carga térmica

Tal diferença pode ser atribuída ao fato da estratégia adotada para calcular o fator de funcionamento não ser inteiramente apropriada para estimar o consumo de energia em regime transiente cíclico. Para reduzir a diferença apresentada, a inércia térmica e as flutuações de temperatura no interior do gabinete precisam ser consideradas. Isto exige que o gabinete seja modelado em regime transiente.

Como o sistema de refrigeração foi modelado em regime permanente, logo havia apenas uma vazão mássica de refrigerante a ser determinada. Além disso, devido à complexidade de cálculo das perdas de carga, optou-se por dividir o sistema em apenas dois níveis de pressão, a de condensação e a de evaporação.

Modelos globais, algébricos e semi-empíricos foram usados juntamente com métodos para resolver sistemas de equações não lineares. Além da representatividade física dos fenômenos envolvidos, os modelos foram carregados com parâmetros empíricos, derivadas de testes realizados tanto em regime permanente como em regime transiente.

As informações específicas do refrigerador em consideração podem ser encontradas no apêndice I. Os instrumentos de medição e os equipamentos utilizados durante a realização dos testes com o refrigerador podem ser encontrados no apêndice II. O apêndice III descreve testes de preparação do objeto de estudo do presente trabalho. A relação dos testes necessários para o presente trabalho e a diferença entre os testes realizados em regime permanente, transiente cíclico e transiente de *pull-down* é descrita com detalhes no apêndice IV, assim como a norma usada para a estimativa do consumo de energia.

3.2 Modelagem dos trocadores de calor e do compressor

3.2.1 Condensador e Evaporador

Os trocadores de calor foram modelados com o objetivo de se estimar o estado termodinâmico do refrigerante na saída desses componentes e as respectivas taxas de transferência de calor.

O modelo utiliza as leis da conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia aplicadas ao fluido refrigerante, a serpentina aletada e ao ar. O método da efetividade, ε - NTU , foi utilizado para representar as trocas térmicas em cada volume de controle. A abordagem empregada é do tipo zonal, o que facilita o processo já que os estados do refrigerante são bem definidos nos limites de cada zona.

O refrigerador empregado utiliza um condensador de aço do tipo arame sobre tubo, e um evaporador de alumínio do tipo tubo aleta. O movimento do ar em ambos os trocadores

se dá através da ação de um ventilador. Para modelar os trocadores, algumas hipóteses simplificativas foram adotadas, quais sejam:

- Operação em regime permanente
- Tubo reto, horizontal e com secção transversal constante
- Condução de calor desprezível na direção axial
- Variações de energia cinética e potencial desprezíveis
- Dissipação viscosa nos lados do refrigerante e do ar desprezíveis
- Transferência de calor por radiação desprezível

A equação básica que representa o balanço térmico numa dada região do trocador pode ser expressa por:

$$Q_{reg} = \varepsilon \cdot C_{menor} \cdot \Delta T_{max} = m \cdot (h_e - h_s) \quad (6)$$

onde m é a vazão mássica de refrigerante [kg/s], h a entalpia [J/kg], C_{menor} a capacidade térmica mínima [W/K] e ΔT_{max} a maior diferença de temperatura entre os dois fluidos. A vazão de ar em cada região $\omega_{reg,ar}$ é estimada relacionando-se a área da região A_{reg} com a área total do trocador A_{tot} , como mostrado a seguir:

$$\omega_{reg,ar} = \omega_{tot,ar} \cdot \frac{A_{reg}}{A_{tot}} \quad (7)$$

A efetividade foi estimada a partir das seguintes expressões:

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(\frac{1 - \exp(-NTU \cdot C_r)}{C_r}\right) \quad (8)$$

$$\varepsilon = \frac{(1 - \exp(-C_r \cdot (1 - \exp(-NTU))))}{C_r} \quad (9)$$

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (10)$$

onde $C_r = C_{min}/C_{max}$ representa a relação entre as capacidades térmicas dos fluidos envolvidos, NTU é o número de unidades de transferência e ε é a efetividade do trocador. Como cada região têm relações entre capacidades térmicas diferentes é necessário uma expressão de efetividade para as possíveis situações de cálculo. Dessa forma, caso o ar

tenha a maior capacidade térmica a equação (8) é utilizada. Em caso contrário utiliza-se a equação (9). Quando o fluido refrigerante muda de fase, a equação (10) passa a ser utilizada.

As equações (6) e (7) juntamente com uma das expressões para efetividade, são então resolvidas simultaneamente como forma de se obter o calor trocado em cada região. O calor total trocado pelo condensador ou pelo evaporador corresponde a soma dos valores calculados para cada região, o que possibilita o cálculo da entalpia do refrigerante na saída do trocador. A Figura 3.2 mostra um esquema do modelo empregado para o condensador, com os respectivos perfis de temperatura.

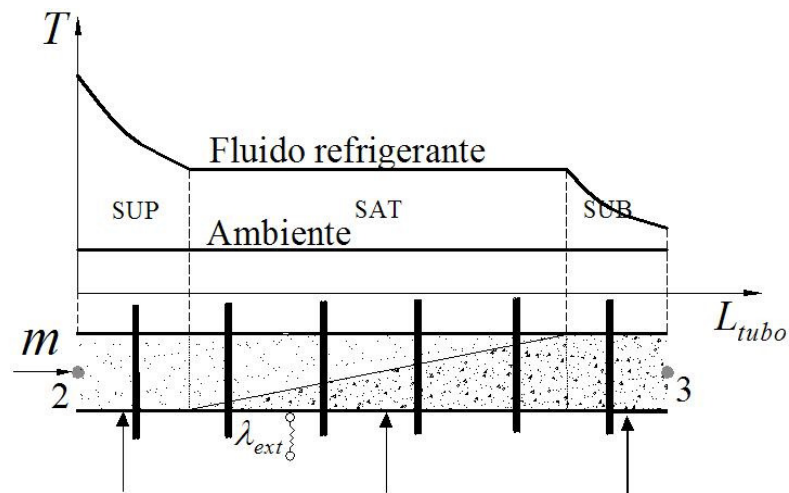


Figura 3.2 Esquema simplificado do modelo do condensador

As áreas de cada região são estimadas de acordo com o algoritmo mostrado na Figura 3.3. Inicialmente, as equações (6) à (10) são resolvidas simultaneamente para se obter a área da primeira região. Caso esta seja menor do que a área total externa, parte-se para a próxima região, reiniciando-se o processo com as mesmas equações, mas com um outro valor de entalpia na entrada da região. O processo termina quando a área total do trocador de calor é atingida, quando então se obtém a entalpia na saída do trocador.

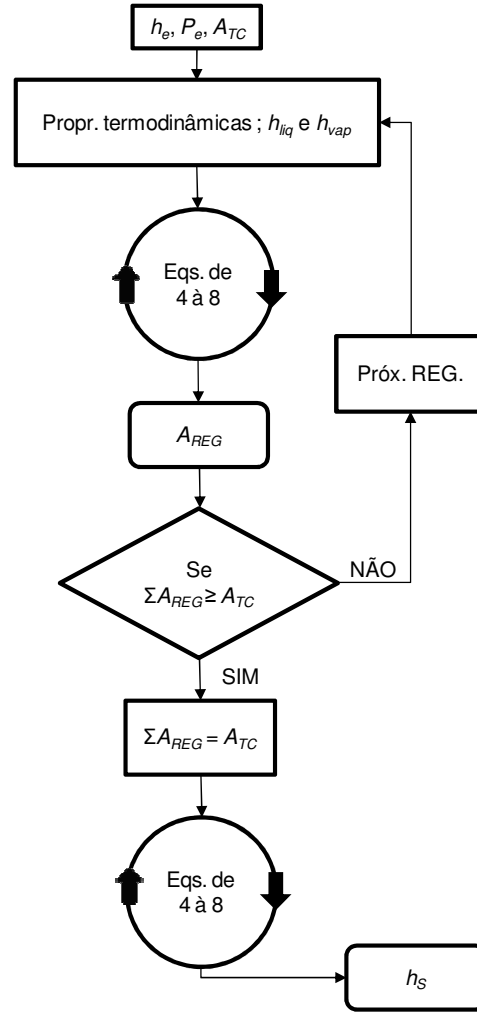


Figura 3.3 Algoritmo para determinação das áreas e entalpias

O cálculo das trocas térmicas no condensador e no evaporador exige a determinação do coeficiente global de transferência de calor, com base nas resistências térmicas interna, externa e da parede do tubo.

$$(U \cdot A_{reg})^{-1} = \left(\frac{1}{\lambda_{int} \cdot A_{int,tubo}} \right) + \left(\frac{\ln \left(\frac{D_{ext,tubo}}{D_{int,tubo}} \right)}{2\pi \cdot K \cdot L_{tubo}} \right) + \left(\frac{1}{\eta_o \cdot \lambda_{ext} \cdot A_{ext}} \right) \quad (11)$$

Os coeficientes de transferência de calor interno λ_{int} foram calculados a partir de correlações disponíveis na literatura. Nas regiões de superaquecimento e de sub-resfriamento adotou-se a correlação de Gnielinski (1976) com o fator de atrito de Petukhov (1970), indicada a seguir. Nas regiões bifásicas admitiu-se um coeficiente de troca infinito.

$$\lambda_{int} = \left(\frac{K}{D_{int,tubo}} \right) \frac{(Re - 1000) \cdot Pr \cdot (1,58 \cdot \ln(Re) - 3,28)^{-2} / 2}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{(1,58 \cdot \ln(Re) - 3,28)^{-2} / 2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (12)$$

onde Re e Pr representam respectivamente o número de Reynolds e o de Prandtl. A eficiência da superfície aletada é dada por:

$$\eta_o = 1 - \frac{A_{aleta}}{A_{ext}} (1 - \eta_{aleta}) \quad (13)$$

onde $A_{ext} = A_{aleta} + A_{tubo}$ e A_{aleta} , A_{tubo} respectivamente as áreas de aletas e tubo. A eficiência de aleta η_{aleta} , segundo Incropera & De Witt (1981), é dada por:

$$\eta_{aleta} = \frac{\tanh \left(\sqrt{\frac{\lambda_{ext} \cdot P_{aleta}}{K \cdot A_{sr}}} \cdot L_{aleta} \right)}{\sqrt{\frac{\lambda_{ext} \cdot P_{aleta}}{K \cdot A_{sr}}} \cdot L_{aleta}} \quad (14)$$

onde P_{aleta} é o perímetro da aleta, A_{sr} a área transversal, L_{aleta} o comprimento da aleta e K a condutividade térmica do material. Para aplicar a equação anterior tanto para o condensador como para o evaporador deve-se considerar a Tabela 3.1 que fornece expressões para os dois tipos de trocadores em função do diâmetro da aleta D_{aleta} , espessura da aleta e_{aleta} , espaçamento transversal entre tubos P_t , raio interno do tubo r e de um fator de correção Φ .

Tabela 3.1 Relação dos parâmetros usados nos trocadores de calor para o cálculo da eficiência de aleta.

P_{aleta}/A_{sr}	L_{aleta}	Trocador de calor
$4/D_{aleta}$	$P_t/2$	Condensador
$2/e_{aleta}$	$r\Phi$	Evaporador

O evaporador em questão possui aletas contínuas que englobam uma ou mais fileiras de tubos na direção vertical. Uma expressão analítica para a eficiência desse tipo de aleta é impossível de ser obtida, o que exige o emprego de métodos aproximados. Schmidt (1949) propôs um método baseado em aletas imaginárias, com limites definidos por linhas

equipotenciais. A idéia consiste em selecionar uma aleta circular de raio equivalente R_{eq} , cuja eficiência seria igual a das aletas formadas pelas linhas equipotenciais.

$$\frac{R_{eq}}{r} = 1,27 \cdot \frac{X_M}{r} \left(\frac{X_L}{X_M} - 0,3 \right)^{1/2} \quad (15)$$

Os fatores geométricos X_M e X_L , necessários à equação anterior, são ilustrados na Figura 3.4. Tais fatores são relacionados com os espaçamentos transversais P_t e longitudinais P_l entre tubos, da seguinte forma:

$$X_L = \sqrt{\left(\frac{P_t}{2} \right)^2 + \left(\frac{P_l}{2} \right)^2} \quad (16)$$

$$X_M = \left(\frac{P_t}{2} \right) \quad (17)$$

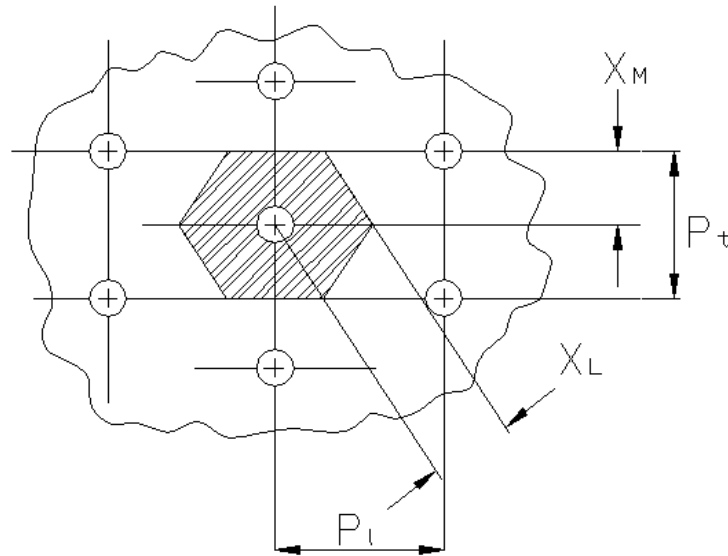


Figura 3.4 Aleta formada por linhas equipotenciais (Schmidt, 1949)

O fator de correção é então estimado da seguinte forma:

$$\phi = \left(\frac{R_{eq}}{r} - 1 \right) \left[1 + 0,35 \ln \left(\frac{R_{eq}}{r} \right) \right] \quad (18)$$

O coeficiente de transferência de calor por convecção do lado externo λ_{ext} pode ser obtido de duas maneiras. A primeira consiste no uso de correlações propostas por diversos

autores que aliaram experimentação com a formulação de modelos simples, geralmente relacionando o fator j de Colburn com os números de Nusselt Nu , Reynolds Re e Prandtl Pr , como indicado a seguir:

$$j = \frac{\lambda_{\text{ext}}}{\frac{m_{\text{ar}}}{A_{\text{min}}} \cdot C_{p,\text{ar}}} \cdot Pr_{\text{ar}}^{2/3} = \frac{Nu}{Re_{\text{ar}} \cdot Pr_{\text{ar}}^{1/3}} \quad (19)$$

onde m_{ar} é a vazão mássica de ar [kg/s], D_{aleta} o diâmetro da aleta [m], K_{ar} a condutividade térmica do ar [W/m².K] e A_{min} é a área mínima de passagem do ar [m²].

Algumas correlações disponíveis na literatura são apresentadas na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 Correlações disponíveis na literatura

Tipo de Trocador	Autor	Restrições	Correlação
Tubo Aleta	Schmidt (1994)		$Nu = C \cdot Re^N \cdot Pr^{1/3}$ onde $C=0,1124$ e $N=0,666$
Tubo aleta	Karatas et al. (1996)	Evap. com dimensões de 50x248x535mm, 13 filas na vertical, 2 filas na horizontal e $300 \leq Re \leq 1000$	$j = C_1 \cdot Re^{C_2} \cdot \epsilon^{C_3}$ onde $C_1=0,138$; $C_2=-0,281$ e $C_3=-0,407$ e ϵ o fator de aletamento
Arame sobre tubo	Hoke J.L (1997)	N. de Richardson < 0.004 Fluxo de ar perpendicular aos tubos $\psi = \pi/2$ e $0 \leq \alpha \leq 90$	$Nu = C \cdot Re^N$ $C = 0,339 - 0,290 \cdot \cos(\alpha) \cdot \exp(-0,00121 \alpha^2)$ $N = 0,540 + 0,241 \cdot \cos(\alpha) \cdot \exp(-0,00344 \alpha^2)$ e α o ângulo de inclinação ao arame
Arame sobre tubo	Lee et al. (2000)	Fluxo perpendicular ao tubo, Res. térmica entre tubo-ar e arame-ar separadas	$Nu_{\text{tubo}} = Nu_z \cdot F_C$ $Nu_{\text{tarama}} = Nu_z \cdot F_P$ onde Nu_z é a correlação de Zhukauskas, $F_C=1,3$ e $F_P=0,063 \cdot Re^{0,37}$
Tubo aleta	Lee et al. (2002)	Dim. de 50x190x320mm, 10 filas na vertical, 2 filas na horizontal, tubos alternados e aletas contínuas	$Nu = C_1 \cdot Re^{C_2} \cdot Pr^{1/3}$ onde $C_1=0,162$ e $C_2=0,61$
Tubo aleta	Melo et al. (2006)	Dim. de 50x190x300mm, 10 filas na vertical, 2 filas na horizontal e superaquecimento $< 5^\circ\text{C}$	$j = C_1 \cdot Re^{C_2}$ onde $C_1=0,098$ e $C_2=-0,312$
Tubo aleta	Hermes (2006)	Evap. com dimensões de 59,5x192x390mm + dados experimentais de Melo et al. (2006)	$Nu = C_1 \cdot Re^{C_2} \cdot Pr^{1/3}$ onde $C_1=0,125$ e $C_2=0,654$

A Figura 3.5 mostra a taxa de transferência de calor no evaporador calculada com base nas correlações disponíveis na literatura, em comparação com os valores

experimentais obtidos neste trabalho. As expressões de Schmidt (1994), Lee et al. (2002), Melo et al. (2006) e Hermes (2006) produziram resultados praticamente idênticos, subestimando os resultados experimentais em aproximadamente 10%. A correlação de Karatas (1996) é a única que mantém todos os pontos dentro da faixa de 10%, embora a correlação foi ajustada para evaporadores com maior largura e com maior número de filas de tubos.

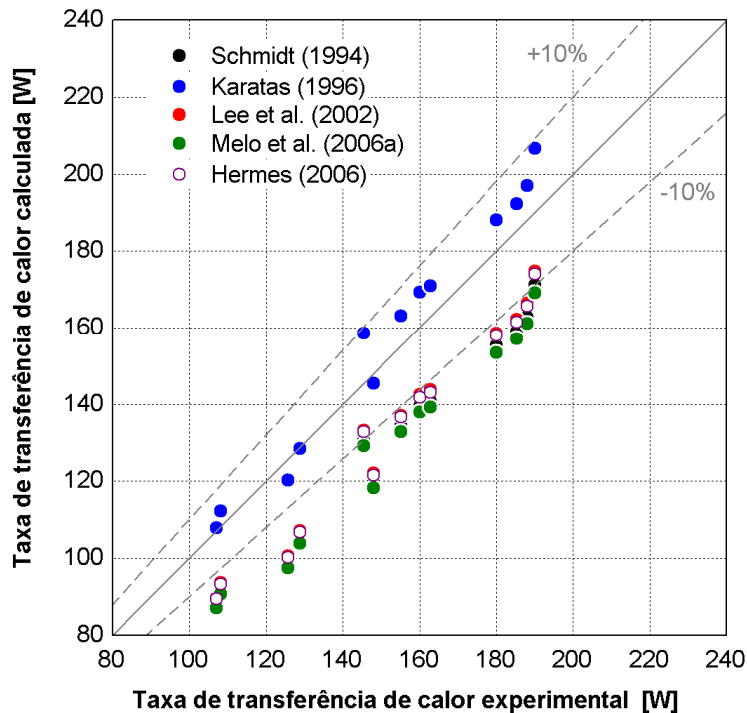


Figura 3.5 Comparação entre as correlações disponíveis para cálculo do coeficiente de transferência de calor em evaporadores tubo-aleta com convecção forçada.

A Figura 3.6 mostra a taxa de transferência de calor no condensador, calculada com as correlações de Hoke (1997) e Lee et al. (2000) para fluxo de ar perpendicular ao tubo, em comparação com dados experimentais. Observa-se que com a correlação de Hoke et al. (1997) todas as comparações se mantiveram dentro da faixa de 10%, enquanto que com a correlação de Lee et al. (2000), apenas 8 dos 13 pontos (61%) se mantiveram dentro dessa mesma faixa.

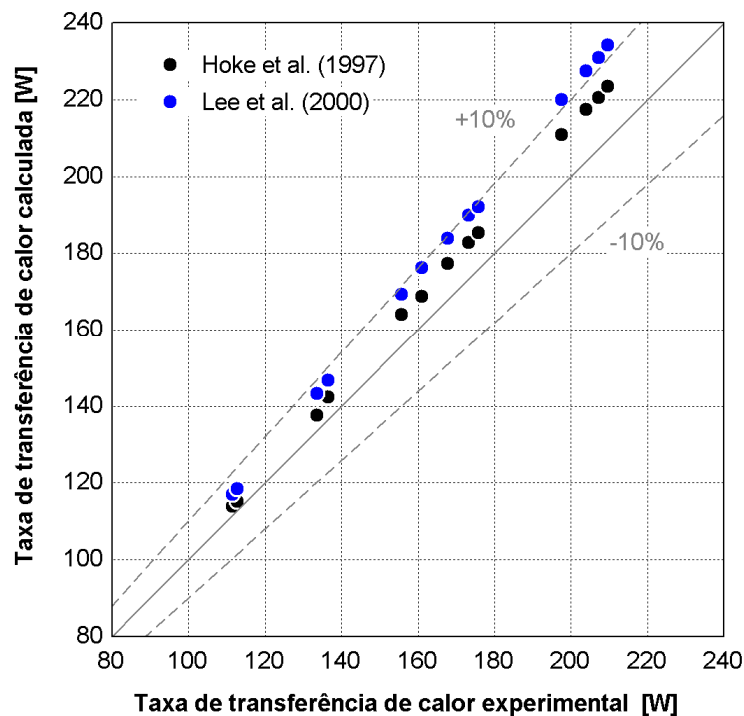


Figura 3.6 Comparação entre as correlações disponíveis para o cálculo do coeficiente de transferência de calor em condensadores arame-sobre-tubo com convecção forçada.

Embora os resultados obtidos com as correlações de Karatas (1996) e Hoke et al. (1997) possam ser considerados bons do ponto de vista da comparação teórico-experimental, existe a necessidade de um método alternativo para melhor prever o λ_{ext} . Uma segunda forma de obtenção de tal parâmetro seria então a utilização de dados obtidos com a realização de testes com o próprio refrigerador. Nesse caso o refrigerador precisaria ser devidamente instrumentado para permitir a determinação da taxa de transferência de calor em cada trocador. A partir de tais valores e com um processo de minimização do erro relativo médio RMS é possível estimar o coeficiente de transferência de calor do lado do ar para cada um dos trocadores. Tal metodologia foi utilizada primeiramente por Gonçalves e Melo (2004) que correlacionaram cada uma das resistências térmicas envolvidas.

Mesmo que o emprego de correlações possibilite uma maior sensibilidade ao modelo, principalmente no que tange os efeitos de geometria e da vazão de ar, optou-se pela utilização de valores médios e constantes para o λ_{ext} . Dessa forma, os valores adotados para λ_{ext} do evaporador e condensador foram respectivamente de 12,1 W/m²°C e 35,2 W/m²°C. Com a utilização desses valores o modelo reproduziu todos os dados experimentais, para o condensador e evaporador, dentro de uma faixa de erro de 10%, como ilustrado na Figura 3.7.

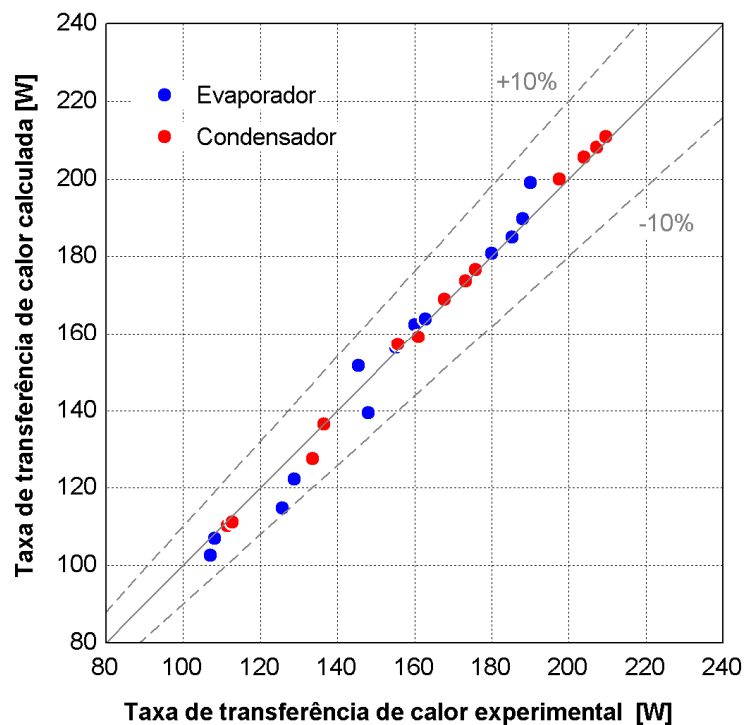


Figura 3.7 Taxa de transferência de calor nos trocadores de calor: comparação numérica versus experimental

3.2.2 Compressor

Os compressores vêm sofrendo melhorias consideráveis e graduais de performance ao longo dos anos. Trabalhos de pesquisa com foco na durabilidade e desempenho das válvulas, na eficiência dos motores elétricos, no processo de resfriamento do motor e na lubrificação nos mancais são os maiores responsáveis pelo aumento de eficiência desse componente.

O princípio de funcionamento de compressores alternativos é essencialmente dinâmico, Ding (2007). Além disso, o processo de modelagem deste componente é extremamente árduo, como já mencionado, existem diversos complicadores. Por essa razão os modelos de simulação de compressores exigem modelos distribuídos que às vezes podem exigir passos de tempo extremamente pequenos em relação aos modelos transiente dos demais componentes do sistema, e que embora aumente a precisão dos resultados, aumenta também o custo computacional. Alguns autores, como por exemplo Ding et al. (2004), modelaram o compressor em duas partes: uma, em regime permanente, referente a vazão mássica, e outra, em regime transiente e relacionada com processos de transferência de calor. Nesse trabalho optou-se por uma modelagem inteiramente em regime permanente. Isso se deve ao fato do interesse residir no sistema como um todo e não no compressor em particular. Além disso, o tempo de resposta do compressor é muito menor, por exemplo, do

que o dos trocadores de calor, o que reforça o emprego de uma abordagem em regime permanente para esse componente.

Em regime permanente, três são os parâmetros que precisam ser estimados pelo modelo: i) vazão mássica de refrigerante, ii) potência e iii) temperatura do refrigerante na descarga do compressor. Para tanto são utilizados os balanços de massa e energia indicados a seguir:

$$m_e - m_s = 0 \quad (20)$$

$$m_e \cdot (h_s - h_e) = P_K - Q_K \quad (21)$$

onde m representa o fluxo de massa de refrigerante [kg/s], h a entalpia do refrigerante [J/kg.K], P_K a potência elétrica [W], Q_K o calor trocador entre o compressor e o ar [W] e os sub-índices e, s representam a entrada e saída do compressor.

○ *O processo de compressão*

O princípio de funcionamento de um compressor alternativo é ilustrado na Figura 3.8, onde notam-se os processos de compressão (A-B), descarga (B-C), expansão (C-D) e sucção (D-A). Percebe-se ainda que, ao contrário de um compressor ideal, existem perdas nas válvulas de sucção e descarga e que os processos de compressão e expansão não são isentrópicos, Gosney (1982).

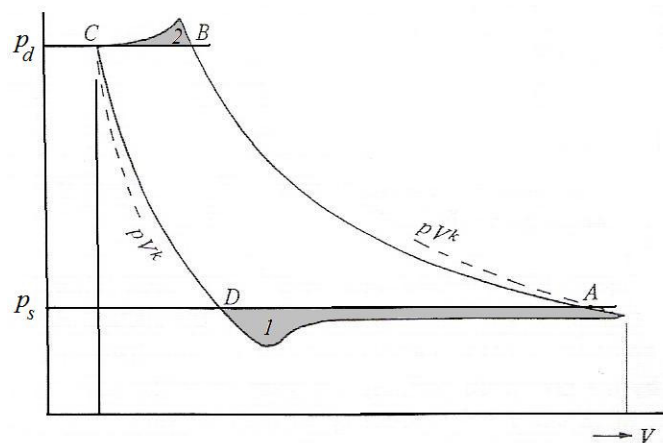


Figura 3.8 Diagrama indicado para um compressor alternativo, Gosney (1982)

O fluxo de massa deslocado pelo compressor será calculado com base no conceito de rendimento volumétrico η_v , como forma de levar em conta não só o espaço morto, mas

também os vazamentos nas válvulas, na folga pistão-cilindro e o efeito do aquecimento no curso de admissão.

$$m_K = \eta_V \cdot \frac{VD \cdot N_K}{v_e} \quad (22)$$

sendo m_K a vazão mássica do compressor, VD o volume deslocado [m^3], N_K a rotação do compressor [Hz] e v_e o volume específico na sucção [m^3/kg].

O rendimento volumétrico de compressores ideais com espaço morto pode ser expresso da seguinte forma, Gosney (1982), como sendo:

$$\eta_{V,dc} = 1 + c - c \cdot \left(\frac{p_d}{p_s} \right)^{1/k} \quad (23)$$

onde c é a fração do espaço morto e k o coeficiente isentrópico.

A prática corrente, Klein et al. (1999), Gonçalves e Melo (2004) e Hermes (2006), consiste na utilização da equação anterior, com os coeficientes c e k , ajustados a partir de trabalhos experimentais. Neste trabalho, embora perdendo-se a sensibilidade provocada pela fração de espaço morto e do coeficiente politrópico, optou-se por uma metodologia mais simplificada, expressando-se o rendimento volumétrico da seguinte forma:

$$\eta_V = a_1 + a_2 \cdot \frac{p_d}{p_s} \quad (24)$$

sendo a_1 e a_2 constantes empíricas derivadas de dados experimentais fornecidos pelo fabricante do compressor e de pontos experimentais obtidos com o refrigerador em estudo (ver apêndice IV). Aplicando tal procedimento ao compressor em questão obteve-se os seguintes parâmetros: $a_1 = 0,879$ e $a_2 = -1,883\text{E-}2$. Tais parâmetros quando aplicados nas equações (22) e (24) geraram os resultados apresentados na Figura 3.9, onde se verifica que a correlação obtida reproduz todos os pontos experimentais com uma margem máxima de erro de 5%.

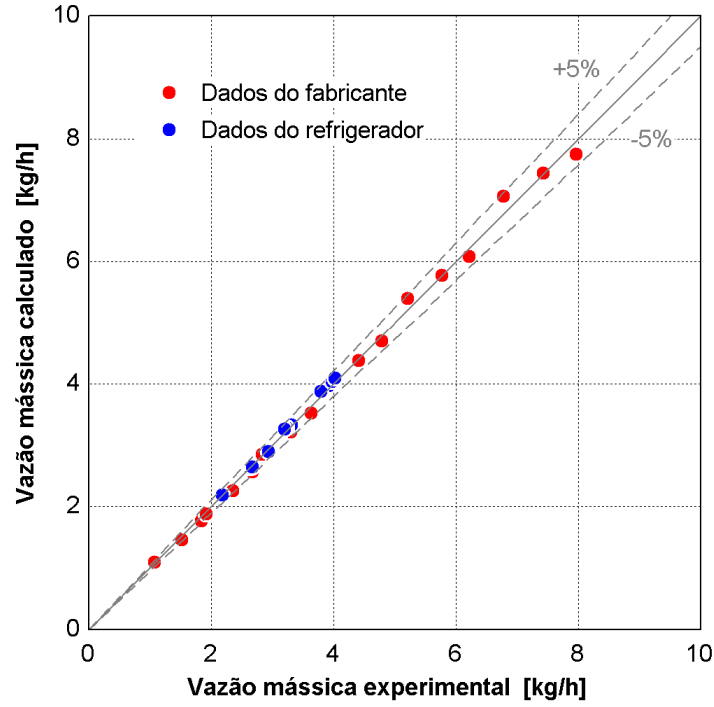


Figura 3.9 Vazão mássica calculada versus experimental

O trabalho de compressão W_K será calculado com auxílio de um parâmetro, denominado rendimento global do compressor η_G . Além das perdas termodinâmicas, tal parâmetro leva em conta as perdas no motor elétrico e as perdas mecânicas, em relação ao processo ideal de compressão. Em outras palavras, o rendimento global relaciona diretamente o trabalho específico isentrópico de compressão $w_{K,s}$ com a potência elétrica P_K , da seguinte forma:

$$P_K = \frac{m_K \cdot w_{K,s}}{\eta_G} \quad (25)$$

Ao longo dos anos vários autores utilizaram de diversas formas o rendimento global do compressor η_G , para estimar a potência elétrica consumida por esse componente. Sugalski et al. (1991), por exemplo, utilizaram valores constantes e associaram tal parâmetro com outros parâmetros tais como: eficiência do motor, eficiência isentrópica, fração da potência perdida associada com o calor transferido pelo corpo do compressor e fração da potência perdida associada com o calor transferido na linha de descarga. Klein et al. (1999) preferiram expressar a potência elétrica da seguinte forma:

$$P_{K,K} = F \left\{ b_3 + b_4 \left(\frac{VD \cdot N_K}{v_e} \cdot \left[1 + c - c \left(\frac{p_d}{p_s} \right)^{1/n} \right] \right) p_s \cdot v_e \cdot Y_n \right\} \quad (26)$$

onde b_3 e b_4 são constantes derivadas de dados experimentais com a temperatura da carcaça do compressor mantida em 60°C, F é um fator de correção que leva em conta as variações da temperatura da carcaça do compressor, Y_n é o trabalho de compressão politrópico, e, n o expoente politrópico. Koury et al (2001) e Ding et al. (2004), por outro lado, utilizaram um valor constante para a eficiência global do compressor, embora a potência elétrica consumida fosse corrigida a partir da realização de um teste padronizado pela ASHRAE.

Recentemente, Gonçalves e Melo (2004) e Hermes (2006) expressaram a eficiência global, respectivamente através das equações (27) e (28), como sendo:

$$\eta_{GA} = b_5 + b_6 \cdot T_{AMB} + b_7 \cdot N_K \quad (27)$$

$$\eta_{GB} = b_8 \cdot Y_s^2 + b_9 \cdot Y_s + b_{10} \quad (28)$$

onde Y_s é o trabalho de compressão isentrópica [J/kg], k o coeficiente isentrópico, T_{AMB} a temperatura ambiente [K] e N_K a rotação do compressor em [Hz].

Em face da diversidade de equações existentes resolveu-se calcular os coeficientes das equações (26) à (28) com base nos dados de catálogo e também com dados extraídos de testes com o refrigerador, para verificar a dispersão de cada uma das expressões em relação aos dados experimentais. Os coeficientes obtidos foram os seguintes: $b_3=8,650$, $b_4=0,948$, $b_5=0,983$, $b_6=3,398E-4$, $b_7=-8,191E-3$, $b_8=-3,270E-2$, $b_9=1,077E-1$ e $b_{10}=5,615E-1$.

A Figura 3.10 mostra uma comparação entre os dados experimentais de potência com os valores estimados através das correlações de Klein et al. (1999), Gonçalves e Melo (2004) e Hermes (2006). O menor erro relativo quadrático médio (RMS), de 3,40%, foi obtido com a equação de Hermes (2006). As equações de Klein et al. (1999) e Gonçalves e Melo (2004) apresentaram respectivamente erros de 3,47% e 7,21%.

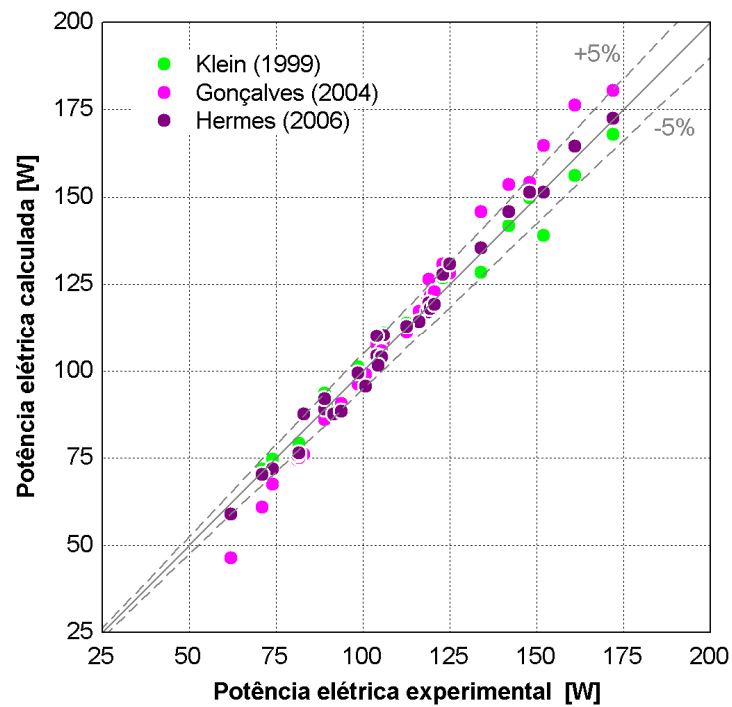


Figura 3.10 Potência elétrica calculada versus experimental utilizando correlações da literatura

Embora o desempenho das equações anteriores seja aceitável, resolveu-se empregar uma equação mais simplificada com base em apenas dois coeficientes e dependente da relação de compressão, dada por:

$$\eta_G = b_1 + b_2 \cdot \frac{p_d}{p_s} \quad (29)$$

Com base no mesmo banco de dados utilizado para ajustar a equação do rendimento volumétrico, obteve-se os seguintes parâmetros: $b_1=0,707$ e $b_2=-0,010$. A Figura 3.11 mostra que a equação (29) consegue reproduzir bastante bem os dados experimentais, com um erro relativo médio de 3,26%.

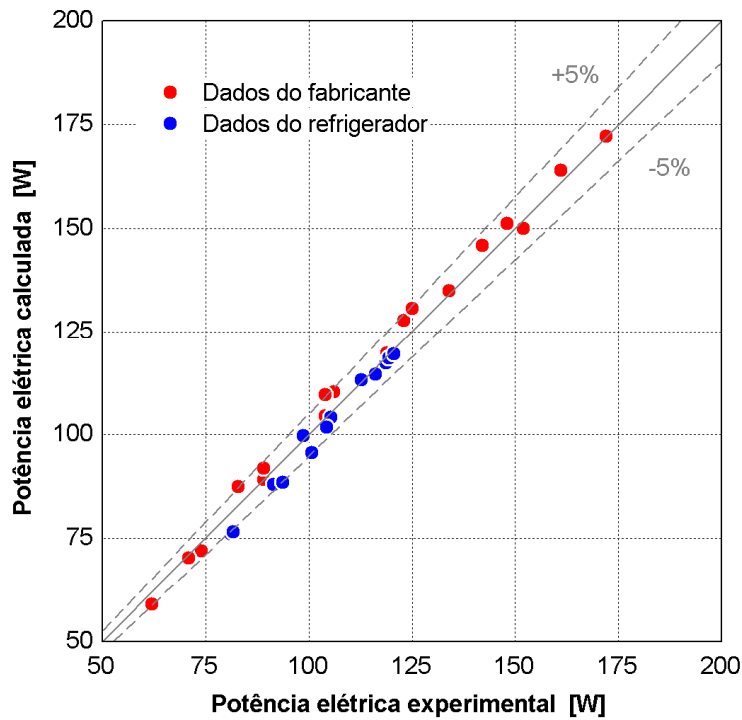


Figura 3.11 Potência elétrica calculada versus experimental

○ *Transferência de Calor*

Para estimar o estado do refrigerante na saída do compressor parte-se da equação (21) e da equação proposta por Gonçalves e Melo (2004), indicada a seguir:

$$Q_K = UA_K \cdot (T_d - T_{AMB}) \quad (30)$$

onde UA_K é a condutância global do compressor [W/K], T_{AMB} a temperatura ambiente e T_d a temperatura na descarga, ambas em [°C]. O parâmetro UA_K foi estimado com base nas pressões de sucção e descarga, como mostra a equação a seguir:

$$UA_K = c_1 + c_2 \cdot \frac{p_d}{p_s} + c_3 \cdot p_s \quad (31)$$

Os coeficientes c_1 , c_2 e c_3 foram ajustados a partir de experimentos realizados com o refrigerador em estudo dando origem aos seguintes valores de: $c_1=1,753$ e $c_2= 6,414.E-2$ e $c_3=-3,178E-06$.

O procedimento indicado anteriormente torna a equação (21) implícita, o que exige um método iterativo de solução. Os resultados de tal procedimento são ilustrados na Figura

3.12, em confronto com dados experimentais, onde se observa que os desvios associados com a estimativa da temperatura do refrigerante na descarga do compressor se mantiveram sempre inferiores à 2°C.

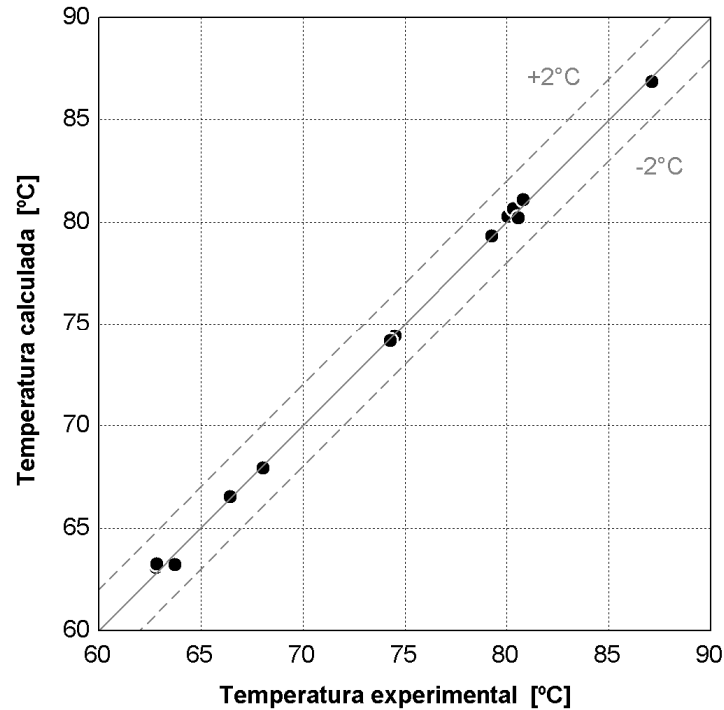


Figura 3.12 Temperatura na descarga do compressor, experimental versus calculado

3.3 Carga de refrigerante vs. grau de superaquecimento

Para o fechamento do problema, são necessárias três equações adicionais utilizadas para o cálculo das pressões de evaporação e de condensação e das temperaturas no interior do gabinete. De um modo geral, as pressões são calculadas iterativamente a partir dos seguintes balanços de massa:

$$m_K - m_C = 0 \quad (32)$$

$$M - \sum_n M_n = 0 \quad (33)$$

onde m_K e m_C são, respectivamente, a vazão mássica deslocada pelo compressor e a vazão mássica através do tubo capilar; M é a carga de refrigerante no sistema e M_n é a massa de

refrigerante contida em cada um dos n componentes do circuito de refrigeração (e.g. carcaça do compressor, trocadores de calor, tubulações). Como tais equações são funções implícitas e fortemente não-lineares das pressões de condensação e de evaporação, isso acaba tornando sua solução complexa e exigindo um alto esforço computacional, podendo inclusive apresentar problemas de convergência numérica. Para solucionar tais problemas, Davis e Scott (1976) e Sugalski et al. (1991) substituíram ambas as equações pela imposição do grau de sub-resfriamento na saída do condensador e superaquecimento na saída do evaporador. Posteriormente, Rogers e Tree (1998) utilizaram uma equação algébrica para o trocador de calor tubo capilar-linha de sucção, mas continuaram impondo o grau de superaquecimento. Da mesma forma Klein et al. (1999) utilizaram dados gerados pelo programa CAPHEAT, desenvolvido por Mezavilla e Melo (1996), para desenvolver uma equação algébrica para prever o escoamento através de tubos capilares não adiabáticos, e impuseram o grau de superaquecimento. Já Gonçalves e Melo (2004) preferiram calcular tanto a carga de refrigerante quanto o diâmetro do tubo capilar à posteriori, pois seu objetivo era voltado ao projeto de refrigeradores.

De acordo com os resultados apresentados no apêndice III, o grau de superaquecimento na saída do evaporador é a variável ideal para representar variações da carga de refrigerante no interior do sistema. Como a variação do grau de superaquecimento ao longo dos testes se situa na faixa de 0,75 à 1,5 °C (vide apêndice IV) optou-se por substituir a equação (33) pela prescrição dessa variável. Dessa forma a pressão de evaporação pode ser calculada diretamente através da inversão da seguinte expressão:

$$T_{SAT}(p_{EVAP}) = T_{s,EV} - SUP \quad (34)$$

onde p_{EVAP} é a pressão de evaporação, SUP o grau de superaquecimento, $T_{s,EV}$ a temperatura na saída do evaporador e T_{SAT} a temperatura de saturação para uma determinada pressão. O cálculo da vazão mássica através do tubo capilar será detalhado no item a seguir. As temperaturas internas do gabinete dependem da relação entre a capacidade de refrigeração e a carga térmica, sendo esse assunto também explorado num item subsequente.

3.4 Modelagem do trocador de calor tubo capilar linha de sucção

3.4.1 Apresentação

Embora os tubos capilares sejam simples sob o ponto de vista geométrico, o escoamento no seu interior é bastante complexo, pois envolve efeitos viscosos, de mudança de fase, de metaestabilidade e de compressibilidade. A expansão se dá através do atrito entre o refrigerante e as paredes do tubo, e da aceleração do escoamento durante o processo de mudança de fase.

Em algumas aplicações, o tubo capilar é posto em contato com a linha de sucção, formando um trocador de calor contra-corrente. A Figura 3.13 esquematiza um trocador de calor tubo capilar-linha de sucção concêntrico, onde podem ser notadas três regiões distintas: região de entrada L_e , região do trocador de calor L_{tc} e região de saída L_s . De um modo geral, tanto L_e como L_s são adiabáticas.

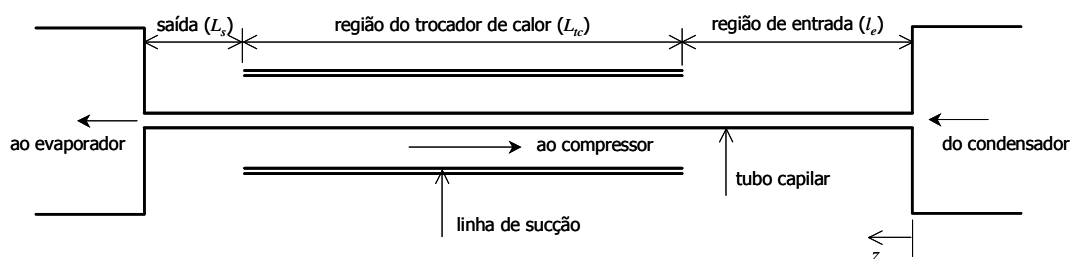


Figura 3.13 Esquema de um trocador de calor tubo capilar – linha de sucção do tipo concêntrico

3.4.2 Equações Governantes

Para modelar o escoamento de fluidos refrigerantes puros através de tubos capilares as seguintes hipóteses simplificativas são geralmente adotadas, Hermes (2006):

- O tubo é considerado reto, horizontal e com seção transversal constante;
- O escoamento é unidimensional na direção axial, além de viscoso e compressível;
- O escoamento é considerado plenamente desenvolvido e em regime permanente;
- Os efeitos de difusão de calor no fluido são desprezados
- As perdas de carga nas regiões de entrada e saída do tubo capilar são desconsideradas;
- A metaestabilidade não é modelada e o escoamento bifásico é tratado como homogêneo.

Com base nessas hipóteses, é possível expressar os princípios da conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia para um volume elementar de fluido

refrigerante escoando no interior do tubo capilar através das seguintes equações diferenciais ordinárias:

$$dG = 0 \quad (35)$$

$$Gv dv + dp + \frac{1}{2} f G^2 v D_C^{-1} dz = 0 \quad (36)$$

$$dh + G^2 v dv - 4 D_C^{-1} q dz = 0 \quad (37)$$

onde G é o fluxo de massa de refrigerante [$\text{kg/s} \cdot \text{m}^2$], D_C o diâmetro interno do tubo capilar [m], v o volume específico [m^3/kg], h a entalpia [J/kg], e p a pressão [Pa], f o fator de atrito de Darcy, q o fluxo de calor [W/m^2] entre o escoamento no tubo capilar à temperatura T e o escoamento na linha de sucção à temperatura T_s . Como $v=v(p,h)$, seu diferencial total é dado por:

$$dv = (\partial v / \partial p)_h dp + (\partial v / \partial h)_p dh \quad (38)$$

O escoamento através da linha de sucção é modelado com base nas seguintes hipóteses simplificativas:

- Presença apenas de vapor superaquecido;
- Tubulação totalmente isolada do meio externo;
- Variações de pressão desprezíveis.

A temperatura do refrigerante ao longo da linha de sucção, T_{LS} , é então obtida do seguinte balanço de energia:

$$G c_{p,ls} dT_{LS} = 4 D_C^{-1} q dz \quad (39)$$

O sistema de equações é composto pelas equações (35) à (39) e por quatro condições de contorno, dadas pelos estados termodinâmicos do refrigerante na entrada do tubo capilar (pressão de condensação e entalpia) e na entrada da linha de sucção (pressão de evaporação e temperatura). Dada a possibilidade de escoamento sônico na saída do tubo capilar, um modelo deve ser utilizado para determinar a pressão sônica. A bloqueio do escoamento é estabelecida através do critério de Fauske (1962), que prescreve um gradiente de pressão infinito na saída do capilar, por exemplo, $dp/dz \rightarrow -\infty$.

A solução segue um procedimento iterativo em que tanto o fluxo de massa como a temperatura na saída do tubo capilar são inicialmente estimados e posteriormente corrigidos sucessivamente até que a convergência seja obtida. Tal procedimento não só eleva substancialmente o tempo computacional, como também introduz instabilidades numéricas que podem levar à divergência numérica Negrão e Melo (1999).

3.4.3 Formulação Algébrica Semi-Empírica

A fim de evitar os problemas mencionados, uma formulação algébrica alternativa foi desenvolvida tratando-se o escoamento de fluido refrigerante e a transferência de calor de forma independente, dando origem a dois sub-modelos denominados respectivamente de fluidodinâmico e térmico.

A troca de calor foi modelada através de uma efetividade de temperatura, assumindo-se um fluxo de calor constante e desprezando-se a variação da energia cinética do escoamento, enquanto o escoamento de refrigerante foi modelado como adiabático ao longo de uma linha isentálpica. A metodologia consiste em calcular o fluxo de massa com base na entalpia média do refrigerante no trocador de calor e corrigi-lo empiricamente através de uma regressão linear com base nos dados experimentais. Tais modelos são detalhados a seguir.

Sub-modelo Fluidodinâmico

O modelo fluidodinâmico foi baseado na formulação introduzida por Yilmaz e Unal (1996) para escoamentos adiabáticos em tubos capilares, que assume o escoamento como isentálpico, de modo que as equações (35) a (37) podem ser re-arranjadas da seguinte forma:

$$dz = - \frac{1 + G^2 (\partial v / \partial p)_h}{f G^2 v / 2 D_C} dp \quad (40)$$

Desprezado a variação do volume específico na região líquida, pode-se calcular o comprimento dessa região através da integração analítica da equação anterior da entrada até o ponto de “flash”,

$$L_{liq} = - \int_e^f \frac{2 D_C}{f G^2 v} dp = \frac{p_e - p_f}{G^2 \bar{v}_{liq} f_{liq} / 2 D_C} \quad (41)$$

Já que o escoamento é isentálpico, pode-se assumir que o volume específico na região bifásica é uma função apenas da pressão. Yilmaz e Unal (1996) propuseram a seguinte função para cálculo do volume específico ao longo de uma linha isentálpica:

$$v = x_1 + x_2/p \quad (42)$$

sendo $x_1 = v_f(1 - \psi)$, $x_2 = v_f p_f \psi$ e $\psi = 2,62 \cdot 10^5 p_f^{-0,75}$, onde o índice “f” indica o ponto de “flash”, i.e., $p_f = p_{vap}(h_{liq} = h_e)$ e $v_f = v_{liq}(p_f)$. Assim, o comprimento da região bifásica é calculado integrando-se a equação (40) do ponto de “flash” até a região de saída do tubo capilar,

$$L_{bif} = - \int_e^f \frac{2D_C}{f G^2 (x_1 + x_2/p)} dp = \frac{(p_f - p_s)/x_1 + (x_2/x_1^2) \ln(v_s p_s / v_f p_f) - G^2 \ln(v_s / v_f)}{G^2 \bar{f}_{bif} / 2D_C} \quad (43)$$

Como o comprimento total do tubo capilar é dado pela soma dos comprimentos das regiões líquida e bifásica, $L_C = L_{liq} + L_{bif}$, pode-se re-escrever as equações (41) e (43) para o fluxo de massa de refrigerante, G :

$$G = \left[\frac{2(\bar{f}_{bif}/\bar{f}_{liq})(p_e - p_f)/(v_e + v_f) + (p_f - p_s)/x_1 + (x_2/x_1^2) \ln(v_s p_s / v_f p_f)}{\bar{f}_{bif} L / 2D_C + \ln(v_s / v_f)} \right]^{1/2} \quad (44)$$

A pressão na saída, p_s , é calculada aplicando-se o critério de blocagem na equação (40),

$$p_s \geq G \sqrt{v_f p_f \psi} \quad (45)$$

Como a equação (44) é implícita, já que os fatores de atrito nas regiões líquida e bifásica dependem do fluxo de massa, um procedimento de substituições sucessivas deve ser empregado. Não mais que 3 iterações têm sido necessárias para convergir o processo com erros relativos da ordem de 10^{-3} . Os fatores de atrito em todas as regiões do escoamento foram calculados através da correlação de Churchill (1977) utilizando as seguintes viscosidades médias para as regiões líquida e bifásica,

$$\bar{\mu}_{liq} = (\mu_e + \mu_f)/2 \quad (46)$$

$$\bar{\mu}_{bif} = \frac{8}{7} \mu_f \left[\frac{1 - (p_s/p_f)^{7/8}}{1 - p_s/p_f} \right] \quad (47)$$

Sub-modelo Térmico

A entalpia na saída do tubo capilar foi calculada com base no seguinte balanço de energia no trocador de calor:

$$h_s = h_e - Q_{LS} / (G \cdot A) \quad (48)$$

onde a taxa de transferência de calor Q_{ls} é calculada através da seguinte expressão:

$$Q_{ls} = \varepsilon_{HX} \cdot m \cdot c_{p,LS} (T_{e,c} - T_{e,LS}) \quad (49)$$

onde $T_{e,c}$ e $T_{e,s}$ referem-se, respectivamente, às temperaturas do refrigerante na entrada do tubo capilar e da linha de sucção, m é a vazão mássica de refrigerante [kg/s] e ε é a efetividade de temperatura do trocador de calor. Esse último parâmetro é obtido através da seguinte correlação empírica regredida com base em dados experimentais.

$$\varepsilon_{HX} = \frac{T_{e,LS} - T_{s,LS}}{T_{e,C} - T_{e,LS}} = z_1 + z_2 L_{HX} + z_3 D_{LS} + z_4 m \quad (50)$$

onde D_{LS} e L_{TC} representam, respectivamente, o diâmetro da linha de sucção e o comprimento do trocador de calor, ambos em [m]. Os ajustes foram realizados separadamente para cada fluido refrigerante.

O sub-modelo térmico apresentado é o mesmo proposto por Pereira et al. (2007) e foi desenvolvido utilizando dados experimentais disponíveis na literatura para trocadores de calor TC-LS do tipo concêntrico e baseados em diâmetros medidos. Tal modelo quando aplicado ao refrigerador do presente estudo, que utiliza um trocador de calor TC-LS do tipo lateral, gera os resultados apresentados na Figura 3.14, onde discrepâncias de até 50% podem ser observadas.

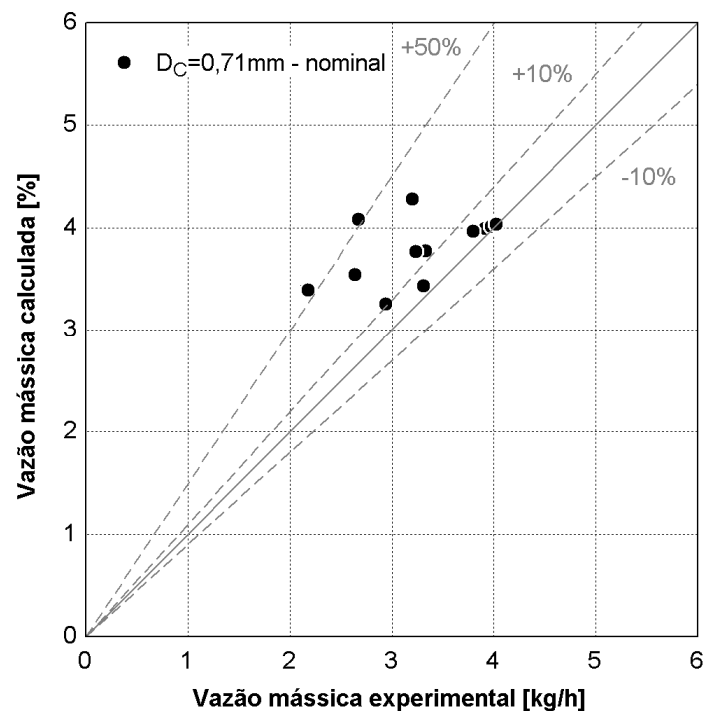


Figura 3.14 Vazão mássica experimental versus a calculada utilizando o sub-modelo proposto por Pereira et al. (2007)

As constantes da equação (50) foram então derivadas tomando-se por base os resultados experimentais obtidos com o refrigerador em regime permanente, os quais são encontrados na Tabela 3.3.

Tabela 3.3 Constantes da equação (50) – dados do refrigerador

ε_{HX}	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4
Dados do refrigerador	1,007	0	0	-82,854

A exemplo de Pereira et al (2007) tornou-se necessário empregar a seguinte regressão linear para refinar ainda mais os resultados do modelo:

$$m_{corr} = a_m m_{calc} + b_m \quad (51)$$

onde m_{corr} é a vazão mássica corrigida e m_{calc} a vazão mássica calculada, ambas em [kg/h]. Os coeficientes a_m e b_m foram também ajustados a partir dos dados do refrigerador e são mostrados na Tabela 3.4.

Tabela 3.4 Constante da equação (51) – dados do refrigerador

m_{corr}	a_m	b_m
Dados do refrigerador	2,697	-9,574

As comparações entre os resultados experimentais e as previsões da correlação são ilustradas na Figura 3.15, onde se observam que os erros relativos se mantiveram inferiores a 10%. O erro relativo médio dos pontos foi de 0,94%. O modelo, além de reproduzir as condições operacionais de forma satisfatória, é ótimo em termos de velocidade computacional o que facilita o acoplamento aos demais modelos do sistema.

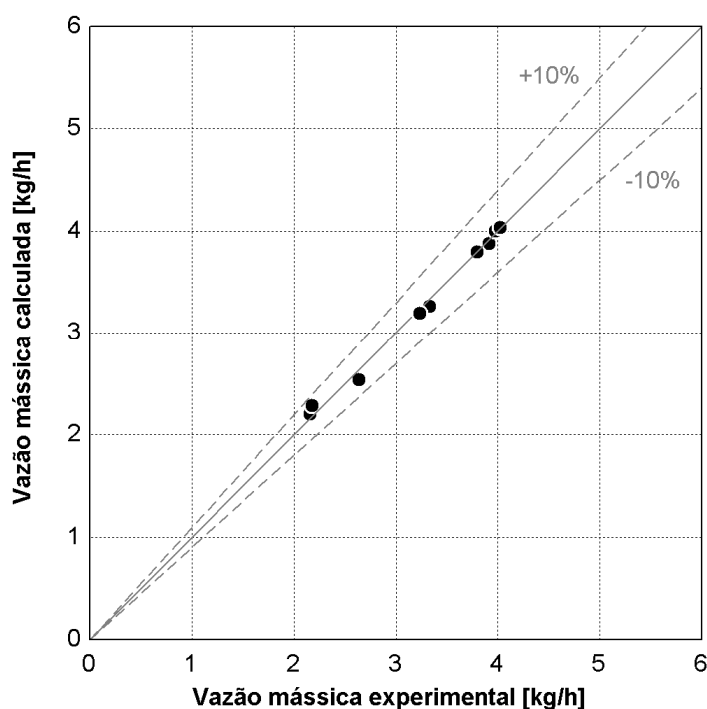


Figura 3.15 Vazão mássica calculada versus dados experimentais do refrigerador

3.5 Modelagem dos compartimentos refrigerados

3.5.1 Apresentação

O refrigerador possui dois compartimentos refrigerados, separados por uma travessa com a mesma espessura das demais paredes. As paredes são constituídas por uma chapa metálica no lado externo, por uma lâmina plástica no lado interno, e por uma camada de isolamento térmico. As paredes externas são isoladas com poliuretano expandido (PU) com agente de expansão o R245fa . A travessa interna é isolada com poliestireno expandido (EPS).

Como já mencionado anteriormente, o ventilador insufla a maior parte do ar em circulação no interior do congelador e o restante no refrigerador. O ar retorna dos dois compartimentos e é novamente misturado na entrada do evaporador. Como opções de controle existem um damper e um termostato.

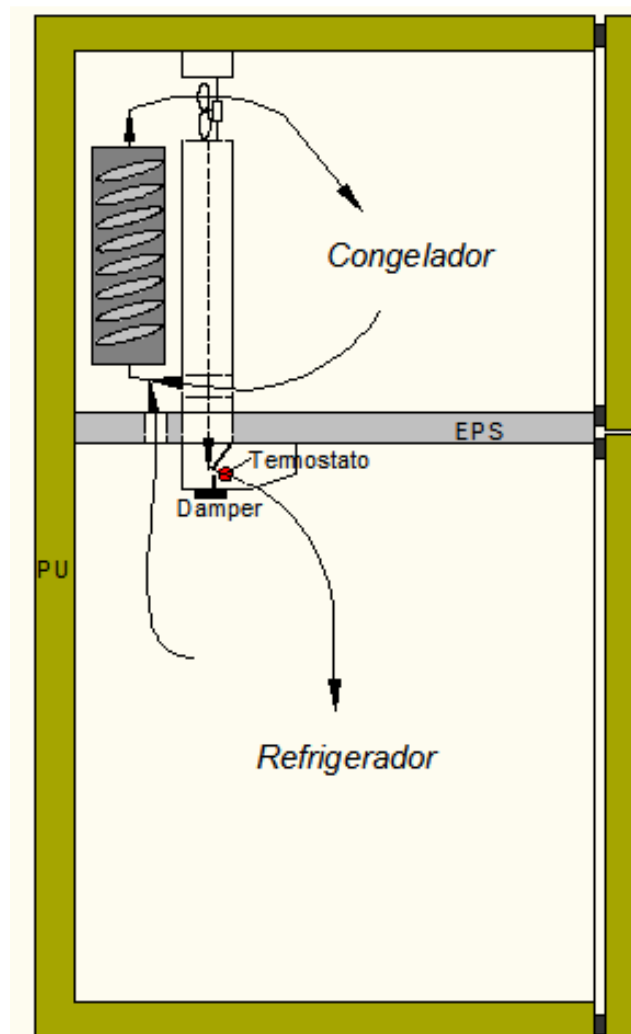


Figura 3.16 Esquemática global dos compartimentos refrigerados

3.5.2 Determinação da carga térmica

De acordo com Boughton et al. (1996) a carga térmica de um refrigerador deve-se a: condução de calor através das paredes, transmissão de calor pelas bordas e a fontes diversas. A transmissão de calor pelas bordas está associada com a condução de calor nas flanges, nas gaxetas e ao sistema anti-sudação. Já a parcela referente a fontes diversas compreende o calor dissipado pelo ventilador do evaporador e pela resistência de degelo. Além disso, deve-se considerar também a carga imposta pela infiltração de ar para o interior do gabinete.

O cômputo adequado da carga térmica não visa apenas a melhoria da performance do refrigerador, mas também o projeto adequado do gabinete como forma de reduzir o custo final do produto, Lim e Bejan (1994). Vineyard et. al (1998), por exemplo, propuseram a utilização de painéis de vácuo em combinação com poliuretano expandido de menor espessura, como forma de reduzir a carga térmica. Wilkes et al. (2000), por outro lado, estudaram o efeito dos agentes expansores na condutividade final do PU e também o respectivo processo de envelhecimento. Eles mostraram que a utilização de R245fa promove um aumento de apenas 4% na condutividade do PU em relação à obtida com HCFC-141b. Além disso, ficou evidente que a condutividade térmica dos dois tipos de PU se degradava de forma similar ao longo do tempo.

Neste trabalho a carga térmica será modelada através de uma abordagem nodal, numa tentativa de melhor reproduzir as oscilações de temperatura em regime cíclico de operação. Os diversos sub-modelos empregados serão descritos a seguir.

Condução unidimensional através das paredes

De acordo com Hermes e Melo (2006), ao se fazer uma análise de escalas do gradiente de temperatura nas três direções percebe-se que o fluxo de calor na direção normal é 100 vezes superior ao das outras duas direções. Além disso, a espessura das paredes do refrigerador e do congelador em estudo eram idênticas, exceto pela parede do fundo do congelador e da travessa. A partir dessas informações, optou-se por modelar as paredes através de cinco resistências térmicas em série para cada parede, como descrito a seguir:

- Parede do congelador e refrigerador: convecção externa, condução na chapa metálica, condução na parede de isolamento térmico, condução na chapa plástica e convecção interna.

- Parede da travessa (mullion): convecção interna do refrigerador, condução na chapa plástica, condução na parede de isolamento, condução na chapa plástica e convecção interna no congelador.
- Parede do fundo do congelador: convecção externa, condução na chapa metálica, condução na parede de isolamento térmico e condução na chapa plástica.

Deve-se salientar, conforme mencionado no apêndice III, que o tubo de aquecimento da flange (TAF) não foi utilizado, razão pela qual esse componente não foi incluído na modelação. Além disso, o material foi considerado isotrópico e a condutividade térmica independente das variações de temperatura. Dessa forma, as paredes foram resolvidas de forma distribuída usando para a solução da equação diferencial de Fourier o método conservativo de volumes finitos, Maliska (2004), com condução unidimensional transiente. A Figura 3.17 ilustra o circuito elétrico análogo para o processo de transmissão de calor através das paredes do refrigerador.

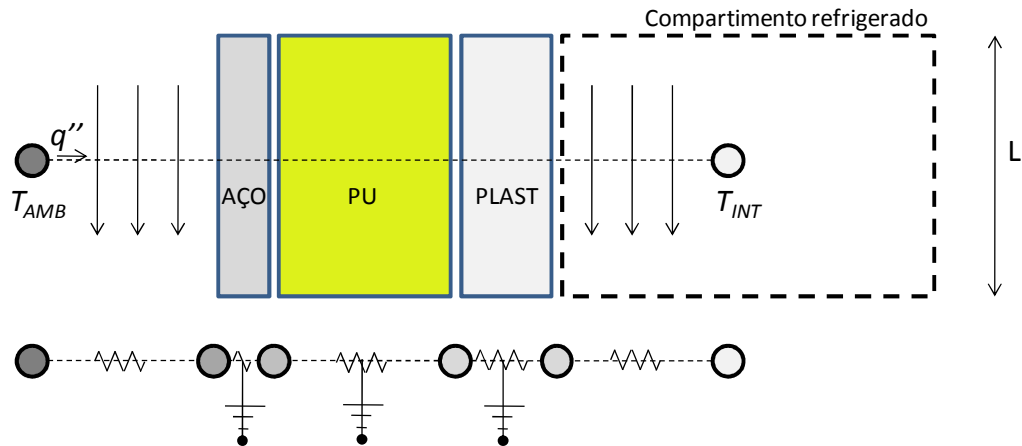


Figura 3.17 – Circuito térmico análogo para uma parede típica

A integração da equação de Fourier para um volume elementar no tempo e no espaço é representada pela seguinte equação:

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_e^s \frac{\partial(\rho T)}{\partial t} dx dt = \int_t^{t+\Delta t} \int_e^s \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x} \right) dx dt \quad (52)$$

Resolvendo a equação acima, tem-se:

$$M_P T_P - M_P^o T_P^o = \left[\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_s - \frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_e \right] \Delta t \quad (53)$$

A equação (53) foi resolvida utilizando-se uma aproximação por diferenças centrais na interpolação espacial e implícita no tempo, obtendo-se a seguinte expressão genérica:

$$a_P T_P = a_E T_E + a_W T_W + b_P \quad (54)$$

A Tabela 3.5 sintetiza as equações algébricas necessárias para a solução da equação (54), aplicando-se as condições de contorno de convecção e de multicamadas apresentado anteriormente.

Tabela 3.5 – Síntese da discretização da equação de Fourier para o tempo e o espaço nos volumes de 1 até N das paredes do congelador e/ou refrigerador

<i>Parede</i>	<i>Vol</i>	a_P	a_W	a_E	b_P
Aço	1	$M/dt + A_E + (h_{ext}/(1+h_{ext}dx/(2K)))/c_p _{aço}$	-	$k/(c_p dx) _{aço}$	$T^0 M/dt + T_{AMB}(h_{ext}/(1+h_{ext}dx/(2K)))/c_p _{aço}$
Aço	2 à $N-1$	$M/dt + A_E + A_W$	$k/(c_p dx) _{aço}$	$k/(c_p dx) _{aço}$	$T^0 M/dt$
Aço	N	$M/dt + A_E + A_W$	$k/(c_p dx) _{aço}$	$(c_p _{aço} \{((dx/2)/k) _{aço} + ((dx/2)/k) _{PU}\})^{-1}$	$T^0 M/dt$
PU	1	$M/dt + A_E + A_W$	$(c_p _{PU} \{((dx/2)/k) _{aço} + ((dx/2)/k) _{PU}\})^{-1}$	$k/(c_p dx) _{PU}$	$T^0 M/dt$
PU	2 à $N-1$	$M/dt + A_E + A_W$	$k/(c_p dx) _{PU}$	$k/(c_p dx) _{PU}$	$T^0 M/dt$
PU	N	$M/dt + A_E + A_W$	$k/(c_p dx) _{PU}$	$(c_p _{PU} \{((dx/2)/k) _{PU} + ((dx/2)/k) _{plast}\})^{-1}$	$T^0 M/dt$
Plástico	1	$M/dt + A_E + A_W$	$(c_p _{plast} \{((dx/2)/k) _{PU} + ((dx/2)/k) _{plast}\})^{-1}$	$k/(c_p dx) _{plast}$	$T^0 M/dt$
Plástico	2 à $N-1$	$M/dt + A_E + A_W$	$k/(c_p dx) _{plast}$	$k/(c_p dx) _{plast}$	$T^0 M/dt$
Plástico	N	$M/dt + A_W + (h_{int}/(1+h_{int}dx/(2K)))/c_p _{plast}$	$k/(c_p dx) _{plast}$	-	$T^0 M/dt + T_{int}(h_{int}/(1+h_{int}dx/(2K)))/c_p _{plast}$

Na Tabela 3.5, o símbolo N representa o número de volumes máximos usados para as paredes do aço, PU e plástico. Cada parede teve um número de volumes máximo diferente. Os sub-índices P , E e W representam respectivamente os volumes central, do lado direito e do lado esquerdo. As paredes da travessa e do fundo do congelador podem ser discretizadas de forma análoga.

A Tabela 3.6 mostra os valores adotados para as propriedades termo físicas dos materiais empregados.

Tabela 3.6 – Valores médios das propriedades termofísicas dos materiais

Material	Condutividade (k) [W/m K]	Massa específica (ρ) [kg/m ³]	Calor específico (c_p) [J/kgK]
Aço	50	7854	470
Isopor	0,0300	70	1350
PU+ R245fa	0,0196	36,5	1467
Plástico	0,16	1040	1353

Como a velocidade do ar na câmara de testes não é nula, a equação (55) mostra a expressão empregada para estimar o coeficiente de troca de calor, e conseqüentemente, a resistência térmica de convecção no lado externo, a qual foi obtida para condições de regime estacionário, escoamento laminar e com número de Prandtl superiores à 0,6, Howarth (1938).

$$Nu_{ext} = 0,664 Re_{ext}^{1/2} Pr^{1/3} \quad (55)$$

A resistência térmica no lado interno das paredes do congelador e refrigerador e do fundo do congelador foram calculadas com auxílio da equação de Churchill e Chu (1975), ver equação (56), sempre que o sistema estava desligado. Para a parede da travessa, as equações (57) e (58), propostas por McAdams (1954), foram utilizadas respectivamente para os lados superior e inferior da travessa.

$$Nu_{nat,int} = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra^{1/6}}{\left(1 + (0,492/Pr)^{9/16} \right)^{8/27}} \right\}^2 \quad (56)$$

$$Nu_{trav} = 0,54 Ra^{1/4} \quad (10^4 \leq Ra \leq 10^7) \quad (57)$$

$$Nu_{trav} = 0,15 Ra^{1/3} \quad (10^7 \leq Ra \leq 10^{11}) \quad (58)$$

Quando o sistema estava ligado, considerou-se que a resistência térmica interna era cinco vezes inferior a correspondente quando o sistema estava desligado. Isso se deve a impossibilidade de se prever realisticamente tal resistência em face do movimento do ar nos compartimentos refrigerados depender fortemente das geometrias internas e também da própria temperatura interna, Lacerda et al. (2004) e Gupta et. al (2007).

Dissipação interna de energia

Como estratégia de modelagem, dividiu-se o gabinete em 3 compartimentos distintos, como ilustrado na Figura 3.18. Nesta figura, $Q_{G,cong}$ e $Q_{G,refr}$ representam respectivamente as cargas térmicas geradas no congelador e no refrigerador.

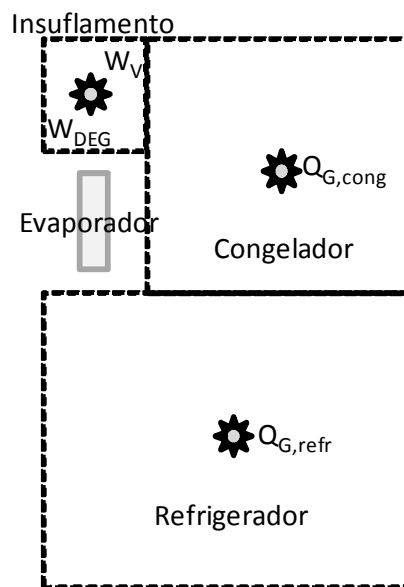


Figura 3.18 – Volumes de controle empregados para modelar a dissipação interna de energia

A energia dissipada pelo motor do ventilador W_V e pela resistência de degelo W_{DEG} foi adicionada ao compartimento de insuflamento. Quando o sistema está em funcionamento considerou-se apenas o ventilador, tanto na forma de carga térmica como de potência elétrica consumida. Numa situação de degelo, ou seja, com o sistema desligado, a resistência elétrica substituíra o ventilador, não sendo necessárias modificações nas equações envolvidas.

Transmissão de calor pelas bordas

O cômputo da transferência de calor através das flanges e da gaxeta é de difícil modelagem. Por essa razão optou-se por uma abordagem simplificada, como ilustrado na Figura 3.19.

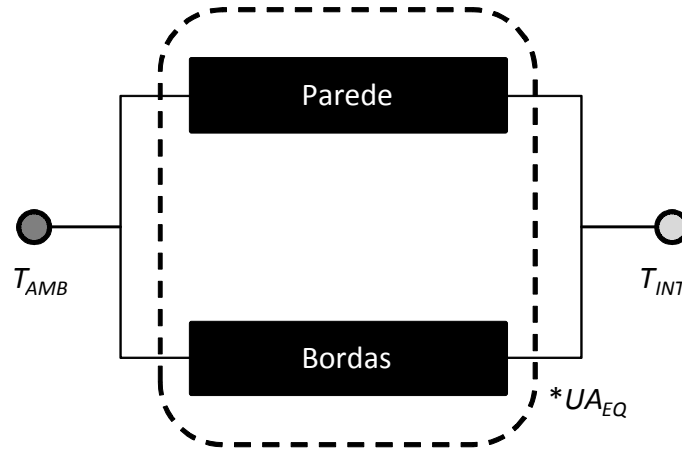


Figura 3.19 – Circuito térmico equivalente entre as bordas e as paredes do refrigerador

Como mostrado a seguir, pode-se obter a condutância térmica equivalente de cada compartimento através de testes experimentais, o que permite avaliar a transmissão de calor através de flanges e gaxetas. Para tanto considere a equação (59) onde a carga térmica é igualada à capacidade de refrigeração.

$$Q_E = Q_{P,cong} + Q_{P,refr} + Q_{P,TS} + W_V + Q_{G,refr} + Q_{G,cong} \quad (59)$$

Tal equação pode ser reescrita da seguinte forma:

$$Q_E = UA_{cong} (T_{AMB} - T_{cong}) + UA_{refr} (T_{AMB} - T_{refr}) + UA_{TS} (T_{AMB} - T_{INS}) + W_V + Q_{G,refr} + Q_{G,cong} \quad (60)$$

A condutância global na parede traseira UA_{TS} é dada por:

$$UA_{TS} = \left(\frac{1}{h_{EXT} \cdot A} + \frac{e_{PU}}{k_{PU} \cdot A} + \frac{e_{AÇO}}{k_{AÇO} \cdot A} + \frac{e_{PLAST}}{k_{PLAST} \cdot A} \right)^{-1} \bigg|_{P,TS} \quad (61)$$

onde e representa a espessura da parede em [m]. A temperatura de insuflamento na equação (60) pode ser eliminada através de um balanço de energia no compartimento de insuflamento.

$$-m_{ar,EV} C_{p,ar} (T_{S,EV} - T_{INS}) = UA_{TS} (T_{AMB} - T_{INS}) + W_V \quad (62)$$

onde $m_{ar,EV}$ é a vazão de ar insuflado pelo evaporador em [kg/s]. Além disso, admitindo-se que as temperaturas nas saídas do congelador e do refrigerador são iguais as dos

compartimentos internos e utilizando o valor medido da capacidade de refrigeração, obtêm-se.

$$T_M = \Omega \cdot T_{cong} + (1 - \Omega) \cdot T_{refr} \quad (63)$$

$$T_{S,EV} = T_M - \frac{Q_E}{m_{ar,EV} \cdot c_{p,EV}} \quad (64)$$

onde Ω representa a relação entre vazão de ar insuflado no congelador e o valor total de ar em circulação. A Figura 3.20 ilustra os nós utilizados juntamente com as fronteiras dos volumes de controle.

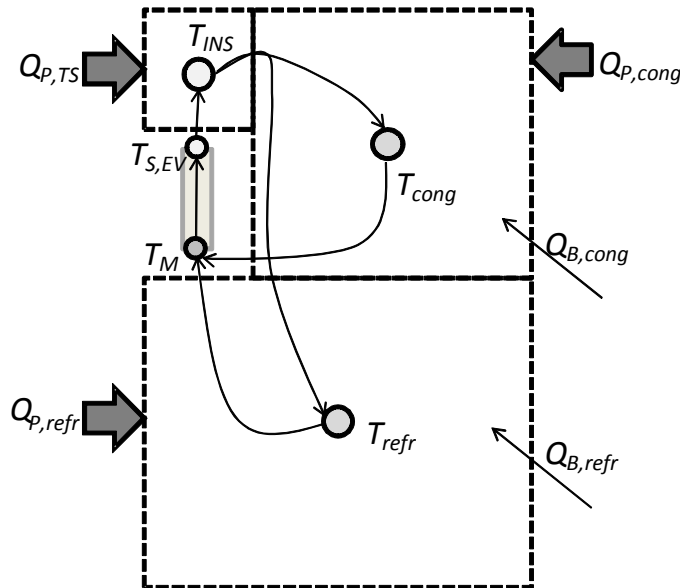


Figura 3.20 – Esquema dos compartimentos internos utilizado na obtenção do UA equivalente

O calor que entra pelas bordas do congelador $Q_{B,cong}$ e do refrigerador $Q_{B,refr}$ foi adicionado ao calor que flui através das paredes, admitindo-se uma área equivalente para cada compartimento. A Figura 3.21 relaciona a capacidade de refrigeração medida ou carga térmica experimental com a carga térmica calculada utilizando os parâmetros ajustados de UA_{cong} e UA_{refr} , cujos valores foram respectivamente de 0,898 e 1,228. O erro médio relativo quadrático foi de 2,2%.

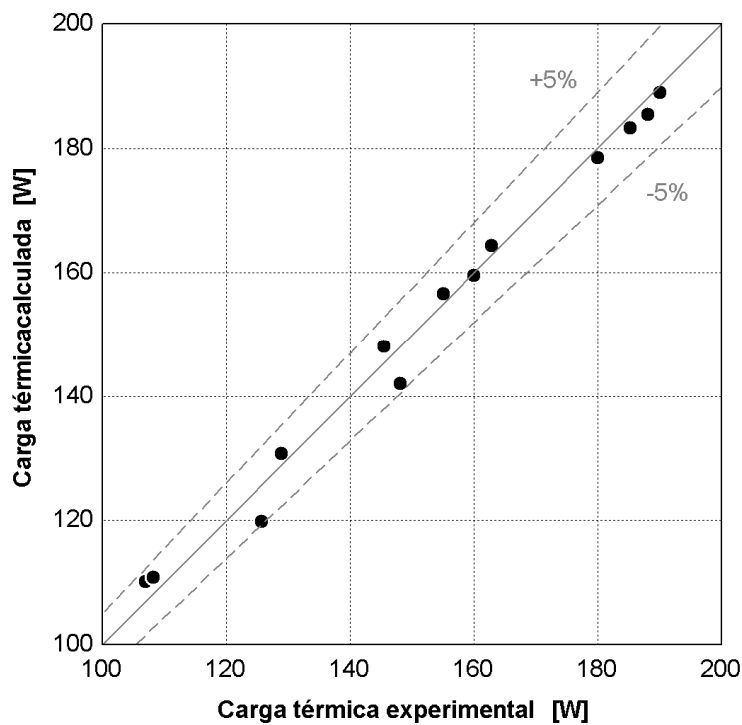


Figura 3.21 – Carga térmica experimental versus calculada

Infiltração de ar

Admitiu-se que o ar no interior dos compartimentos refrigerados tinha pressão igual à atmosférica. Dessa forma, o modelo segue em linhas gerais ao proposto por Hermes e Melo (2006). Sendo assim, o ar foi tratado como gás perfeito e completamente seco. Um balanço de energia para qualquer um dos compartimentos refrigerados fornece:

$$\frac{du}{dt} = m_{ar} C_{p,ar} (T_{INS} - T) + m_{INF} h_{INF} + Q_P + Q_G + Q_B \quad (65)$$

onde u é a energia interna, m_{INF} representa a vazão mássica de ar infiltrada [kg/s], h_{INF} a entalpia do ar infiltrado [J/kg], T_{INS} a temperatura do ar insuflada e T a temperatura do ar que sai do compartimento. Já Q_P , Q_B e Q_G são respectivamente os ganhos de calor pela parede, pelas bordas e por geração interna de energia. A Figura 3.22 ilustra o balanço de energia nos dois compartimentos refrigerados.

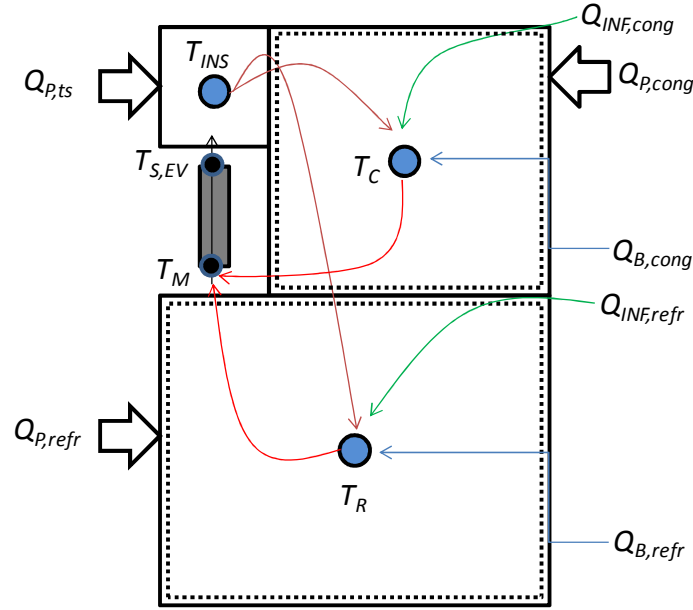


Figura 3.22 – Balanço de energia no compartimento congelador e no refrigerador

Combinando a condição de pressão p constante e volume v constante, a vazão mássica infiltrada torna-se:

$$m_{INF} = \frac{dM}{dt} = -\frac{M}{T} \frac{dT}{dt} \quad (66)$$

Além disso, sabe-se que:

$$u = M \cdot C_v \cdot T \quad (67)$$

Logo, a variação da energia interna é igual à:

$$\frac{du}{dt} = \frac{d(M \cdot C_v \cdot T)}{dt} = c_v \frac{d(p \cdot V_{COMP}/R)}{dt} = 0 \quad (68)$$

onde R é a constante do ar. Com isso, substituindo as equações (66) e (68) na equação (65), tem-se:

$$\frac{M}{T} \frac{dT}{dt} h_{INF} = m_{ar} C_{p,ar} (T_{INS} - T) + Q_P + Q_G + Q_B \quad (69)$$

Como $M = 353,013 V_{COMP}/T$ para a pressão atmosférica, $T_{INF} = T_{AMB}$ e $h = c_p T$, o modelo final para infiltração torna-se:

$$353,013 \cdot V_{COMP} \cdot C_{p,ar} \frac{T_{AMB}}{T^2} \frac{dT}{dt} = m_{ar} \cdot C_{p,ar} (T_{INS} - T) + Q_P + Q_G + Q_B \quad (70)$$

3.5.3 Modelo da vazão de ar insuflada

A modelagem da vazão de ar insuflada nos compartimentos foi modelada utilizando-se o conceito de perda de carga em dutos h_l . Para tanto, considerou-se que a potência consumida pelo ventilador era totalmente transferida para o ar no compartimento insuflamento, na forma de energia térmica. Com isso, os efeitos fluidodinâmicos e térmicos são separados, tornando possível a utilização da equação a seguir:

$$h_l = \frac{\Delta p}{\rho} = f \frac{L}{D} \frac{\bar{v}^2}{2} \quad (71)$$

onde f é o fator de atrito, D o diâmetro e L o comprimento do duto. Expressando a perda de carga como uma função quadrática da velocidade, obtêm-se:

$$\Delta p = f \frac{L}{D} \frac{\bar{v}^2}{2} \rho = F(1/Re, e/D) \frac{L}{D} \frac{\bar{v} \cdot \bar{v}}{2} \rho = k_1 \cdot \bar{v}^{e_2} = \frac{i_1}{A_{SR}^{i_2}} \cdot \bar{v}^{i_2} \cdot A_{SR}^{i_2} = i_3 \cdot \omega^{i_2} \quad (72)$$

onde $F(1/Re, e/D)$ é a função que descreve o fator de atrito, A_{SR} a área da secção transversal, \bar{v} a velocidade, ω a vazão volumétrica, i_1 , i_2 e i_3 são parâmetros empíricos. Deve-se salientar que i_3 considera os efeitos da geometria e da rugosidade e i_2 caracteriza o tipo de escoamento devendo, portanto estar entre os valores de 1 e 2. O procedimento de medição da vazão de ar no interior do gabinete é descrito por Hermes (2006). A Figura 3.23 mostra a perda de carga do evaporador e do compartimento congelador em função da vazão volumétrica do ar. A perda de carga do sistema deve ser combinada com a curva característica do ventilador para se encontrar o ponto de operação. A curva característica do ventilador em questão é ilustrada na Figura 3.24.

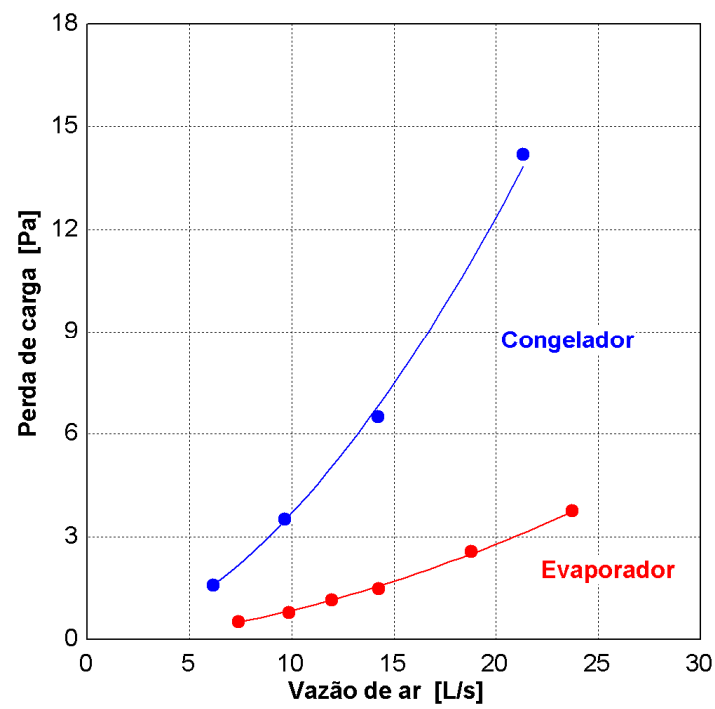


Figura 3.23 – Curva característica do sistema: evaporador e compartimento congelador

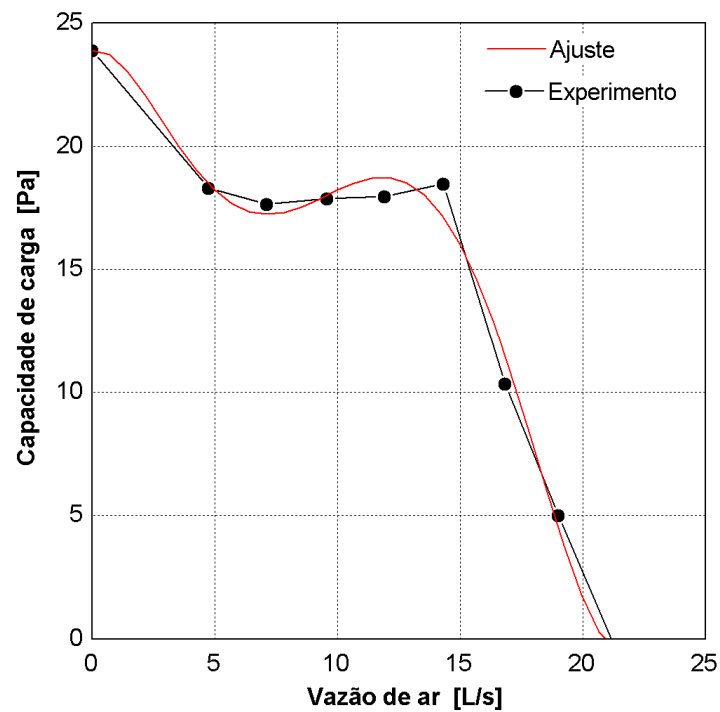


Figura 3.24 – Curva característica do ventilador vazão volumétrica versus perda de carga

A perda de carga no refrigerador foi substituída pela imposição da relação de vazão de ar entre os compartimentos e a perda de carga no compartimento insuflamento corresponde a do evaporador. As equações envolvidas foram então resolvidas simultaneamente.

3.5.4 Inércia térmica dos acessórios

Os acessórios contidos no interior dos compartimentos refrigerados tais como gavetas, prateleiras, etc, afetam o tempo de abaixamento de temperatura do ar, devido ao acúmulo de energia térmica. Entretanto, a modelagem de tais acessórios não é uma tarefa simples, em face dos diferentes materiais empregados e os diferentes mecanismos de transferência de calor existentes. Admitindo-se que a temperatura do ar e dos acessórios são iguais e utilizando um balanço de energia, chega-se à:

$$C_{COMP} \frac{dT}{dt} = UA_{COMP} (T_{AMB} - T) + UA_{trav} (T' - T) + Q_G + m_{AR} (T_{INS} - T) \quad (73)$$

onde T representa a temperatura do compartimento, UA_{COMP} e UA_{trav} o coeficiente global de transferência de calor do compartimento e da travessa, T_{INS} a temperatura do ar de insuflamento ou de entrada e T' a temperatura do outro compartimento. A equação (73) pode ser usada para qualquer um dos três compartimentos apresentados anteriormente. O parâmetro C_{COMP} , dado em [J/K], foi obtido através da seguinte expressão algébrica:

$$T = \beta / \alpha - (\beta / \alpha - T^0) \exp(-\alpha \cdot t) \quad (74)$$

Onde T^0 representa a temperatura no tempo anterior (inicial), t o tempo em [s] e α e β são:

$$\alpha = \frac{UA_{COMP} + m_{ar} \cdot C_{p,ar} + UA_{trav}}{C_{COMP}} \quad (75)$$

$$\beta = \frac{UA_{COMP} \cdot T_{AMB} + m_{AR} \cdot C_{p,ar} \cdot T_{INS} + UA_{trav} \cdot T'}{C_{COMP}} \quad (76)$$

A partir de um teste de abaixamento de temperatura tornou-se possível determinar a capacidade térmica de cada um dos compartimentos, além da relação entre a razão

insuflada no congelador e a razão de ar em circulação. As capacidades térmicas dos compartimentos insuflamento, congelador e refrigerador atingiram respectivamente os seguintes valores: 300 J/K, 7800J/K e 29600J/K, enquanto que a relação de vazão atingiu o valor de 0,89. Dessa forma, a capacidade térmica da camada de plástico das paredes foi modificada por um valor equivalente, descontando o valor da capacidade térmica do ar. A Figura 3.25 mostra que o modelo desenvolvido representa razoavelmente os dados experimentais, com um erro relativo médio de 0,26%.

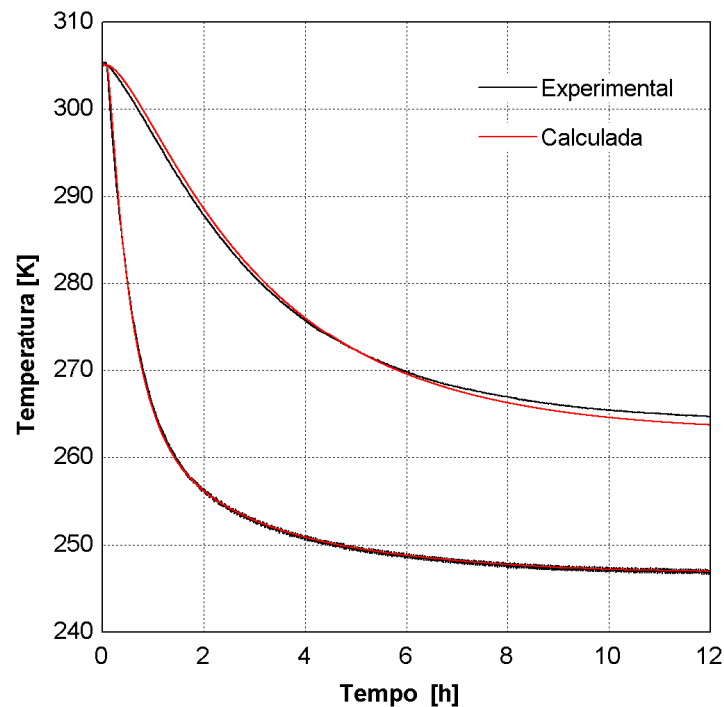


Figura 3.25 – Comparação entre a temperatura do ar experimental versus calculada

3.6 Métodos de solução numérica

Devido as não linearidades decorrentes das equações envolvidas, tornou-se necessário empregar métodos numéricos e iterativos para resolver sistemas algébricos e de EDO's. Para os sistemas algébricos simples empregou-se o método de Newton-Raphson. O problema de condução 1D na parede foi resolvido pelo método TDMA. As temperaturas internas dos compartimentos refrigerados foram calculadas através do método de Euler explícito.

A solução do sistema de refrigeração foi obtida através do método de substituições sucessivas, conforme pode ser visto na Figura 3.26. O modelo do sistema é resolvido informando-se os parâmetros empíricos e dados geométricos dos componentes do sistema.

Com o grau de superaquecimento e a temperatura de mistura são calculadas no mesmo passo iterativo as temperaturas de condensação, evaporação e na entrada do compressor.

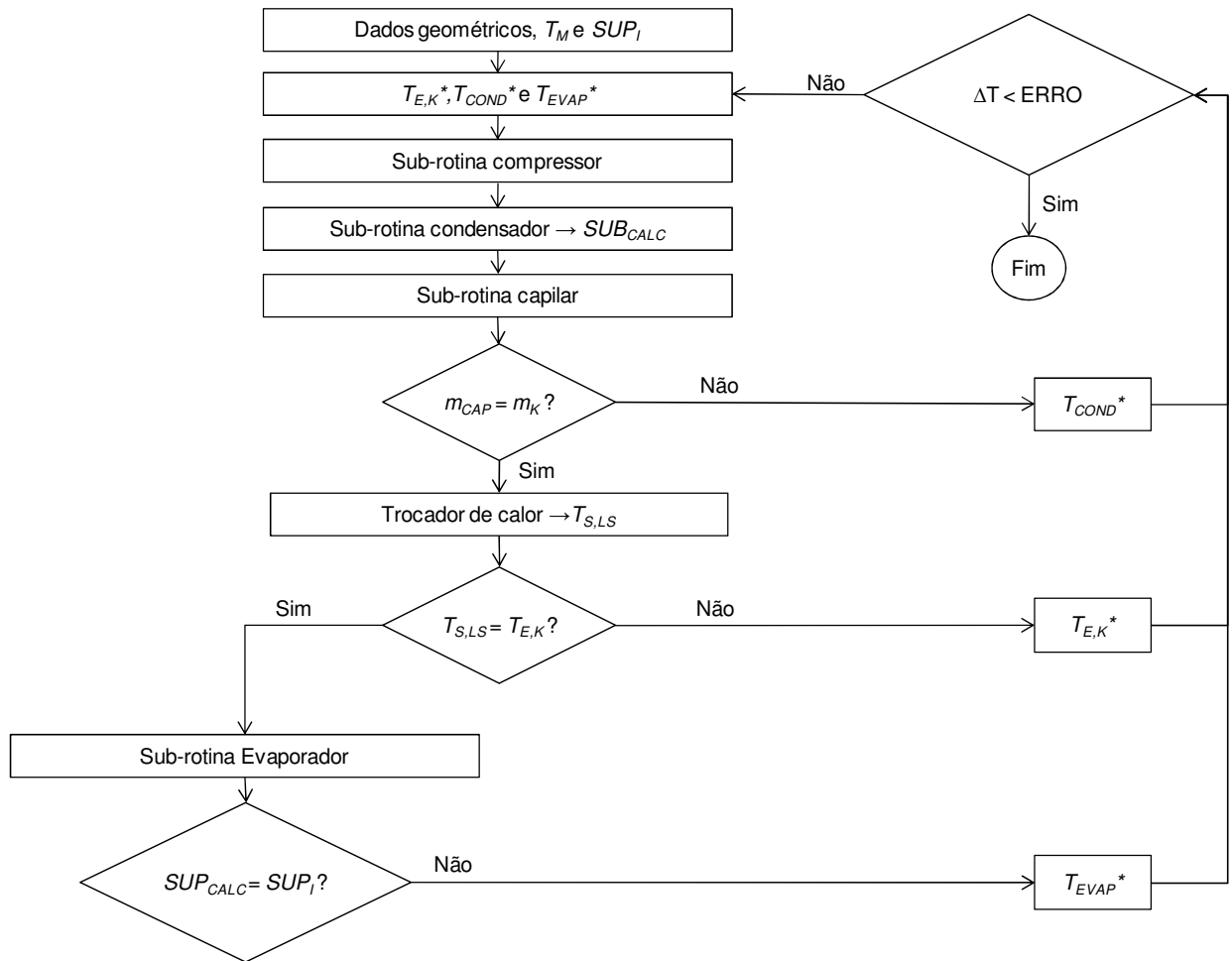


Figura 3.26 – Método de solução do sistema de refrigeração

Deve-se salientar que algumas estratégias foram também empregadas para acelerar o processo de cálculo. O passo de tempo utilizado na integração das temperaturas internas foi de 5 segundos. O comprimento dos volumes discretos das paredes foi de 0,1 mm. O modelo de infiltração de ar se restringiu aos compartimentos do congelador e do refrigerador, abrindo com isso a possibilidade de se usar uma expressão analítica (maior precisão) para atualização da T_{INS} para cada passo de tempo ao invés da linearização sugerida no método de Euler. A capacidade de refrigeração e o ganho de calor das paredes foram calculados com base nas temperaturas internas do passo de tempo anterior. Este último fato apenas facilita a solução numérica já que as temperaturas internas também eram incógnitas, o que desacopla as equações diferenciais e algébricas. Sub-relaxações foram necessárias para garantir a convergência e acelerar o método de substituições sucessivas da Figura 3.26 usado no acoplamento dos componentes.

No início da simulação, todas as temperaturas envolvidas eram consideradas iguais a temperatura ambiente. Além disso, o programa de simulação necessitava que fosse

informada a banda de termostato ξ , a fração de ar entre os compartimentos Ω e a temperatura do congelador T_C . A simulação terminava quando um limite pré-estabelecido de tempo fosse atingido. Conforme a condição estabelecida pelo termostato, quando o refrigerador era simulado em estado desligado, uma função controladora implementada junto ao algoritmo do termostato informava a não participação do sistema de refrigeração. Caso contrário, o sistema de refrigeração era calculado para assim informar a capacidade de refrigeração, potência elétrica consumida e vazão de ar nos ventiladores. O modelo do gabinete tinha a função de atualizar as temperaturas nos compartimentos internos. A Figura 3.27 mostra o algoritmo do programa do refrigerador.

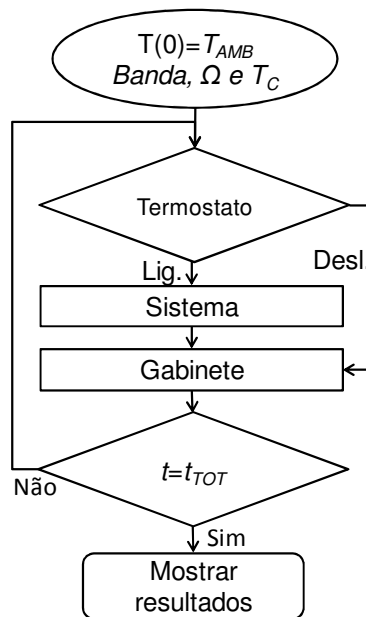


Figura 3.27 – Algoritmo de solução do programa

3.7 Modelagem do fator de funcionamento sensível ao termostato

Para se obter uma equação para o fator de funcionamento do compressor, o modelo transiente do gabinete precisou ser eliminado para permitir o cômputo do consumo de energia a partir dos valores de potência. Para tanto, observou-se primeiramente que, em regime cíclico, o perfil de temperatura nas paredes do refrigerador era praticamente linear e constante. A Figura 3.28, por exemplo, mostra os perfis de temperatura máximos e mínimos através das paredes do refrigerador, para três posições de termostato, temperatura de -15°C e temperatura ambiente de 43°C .

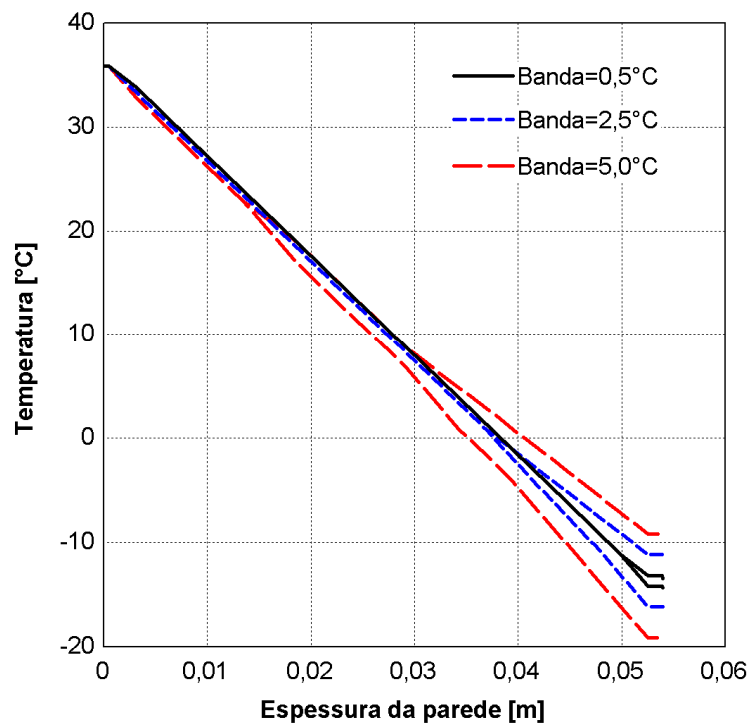


Figura 3.28 Perfil de temperatura na parede para três posições de termostato

Pode-se observar que na posição de banda $0,5^{\circ}\text{C}$ do termostato o perfil de temperatura é praticamente linear e constante, assim como nas posições de $2,5^{\circ}\text{C}$ e $5,0^{\circ}\text{C}$. Adicionalmente, como mostrado na Tabela 3.7, não existe acúmulo de energia nas paredes do produto, como comprovado através dos valores de fluxo de calor nas superfícies internas e externas, integradas ao longo de um ciclo completo. Conseqüentemente, a transferência de calor através das paredes do refrigerador, mesmo em condições cíclicas de operação, pode ser estimada através de uma condutância térmica global.

Tabela 3.7 Transferência de calor através das paredes do refrigerador – regime cíclico

Banda [$^{\circ}\text{C}$]	Calor que entra [W/m^2]	Calor que sai [W/m^2]	Tempo ligado [s]	Tempo desligado [s]
0,5	18,44	18,44	170	140
2,5	18,90	18,90	1125	910
5,0	19,14	19,14	3045	2030

De acordo com Gonçalves e Melo (2004), o calor trocado através das paredes do congelador e do refrigerador em regime permanente pode ser calculado por uma condutância térmica global UA_G , dada por:

$$UA_{refr}(T_{AMB} - T_{refr}) + UA_{cong}(T_{AMB} - T_{cong}) = UA_G(T_{AMB} - T_{INT,EQ}) \quad (77)$$

onde UA_{cong} e UA_{refr} são respectivamente as condutâncias térmicas globais do congelador e do refrigerador, T_{AMB} , T_{cong} e T_{refr} são as temperaturas do ambiente, congelador e refrigerador; e $T_{INT,EQ}$ é a temperatura interna equivalente. Para eliminar o efeito do *mullion* (travessa) e da fração de ar entre os compartimentos, a temperatura do refrigerador foi correlacionada empiricamente com a temperatura do congelador da seguinte forma:

$$T_{refr} = \phi_1 \cdot T_{cong} + \phi_2 \quad (78)$$

onde ϕ_1 e ϕ_2 são constantes ajustadas com auxílio de experimentos. A condutância térmica média global, por sua vez, foi simplificada da seguinte forma:

$$UA_G = U(A_{cong} + A_{refr}) = UA_{cong} + UA_{refr} \quad (79)$$

Por fim, a temperatura interna equivalente $T_{INT,EQ}$ pode ser calculada como:

$$T_{INT,EQ} = \left(\frac{(\phi_1 \cdot UA_{refr} + UA_{cong})T_{cong} + \phi_2 \cdot UA_{refr}}{UA_G} \right) \quad (80)$$

Um balanço de energia fornece:

$$C_{COMP} \frac{dT}{dt} = Q_{CT} - Q_E \quad (81)$$

onde Q_{CT} corresponde a carga térmica, Q_E a capacidade de refrigeração (quando sistema estiver ligado) e C_{COMP} a inércia térmica global do refrigerador. A equação (81), como já mostrada anteriormente, pode ser resolvida analiticamente da seguinte forma.

$$T^t = \beta' / \alpha' - (\beta' / \alpha' - T^0) \exp(-\alpha' \cdot t) \quad (82)$$

onde a equação $\alpha' = UA_G / C_{COMP}$ pode ser usada tanto para período ligado quanto desligado do sistema, e as equações $\beta'_{lig} = (UA_G T_{AMB} - Q_E) / C_{COMP}$ é usada quando o sistema está ligado e $\beta'_{deslig} = (UA_G T_{AMB}) / C_{COMP}$ é usada quando o sistema está desligado.

Pode-se expressar a equação (82) da seguinte forma:

$$\exp(-\alpha' \cdot t) = \frac{\left(\frac{\beta}{\alpha} - T^t\right)}{\left(\frac{\beta}{\alpha} - T^o\right)} \quad (83)$$

onde T^t representa a temperatura final no período ligado ou no desligado e T^o representa a temperatura inicial no período ligado ou no desligado. Explicitando a equação (83) em função do tempo, tem-se:

$$t = -\frac{1}{\alpha} \ln \left(\frac{\left(\frac{\beta}{\alpha} - T^t\right)}{\left(\frac{\beta}{\alpha} - T^o\right)} \right) \quad (84)$$

O fator de funcionamento do sistema RTR_G , nada mais é que o tempo de compressor ligado sobre o tempo de compressor ligado somado com o tempo desligado. Sendo assim, ele pode ser expresso da seguinte maneira:

$$RTR_G = \frac{1}{1 + \frac{t_{deslig}}{t_{lig}}} \quad (85)$$

Substituindo a equação (84) na equação (85), e atualizando os valores de T^t e T^o para as condições de contorno de período ligado e desligado, tem-se a seguinte expressão final para estimar o fator de funcionamento do sistema:

$$RTR_G = \frac{1}{1 + \frac{\ln((T_{AMB} - T_{MAX}) / (T_{AMB} - T_{MIN}))}{\ln\left(\frac{UA_G(T_{AMB} - T_{MIN}) - Q_E}{UA_G(T_{AMB} - T_{MAX}) - Q_E}\right)}} \quad (86)$$

onde T_{MAX} e T_{MIN} são as temperaturas máxima e mínima no compartimento percebidas pelo termostato, ver Figura 3.29.

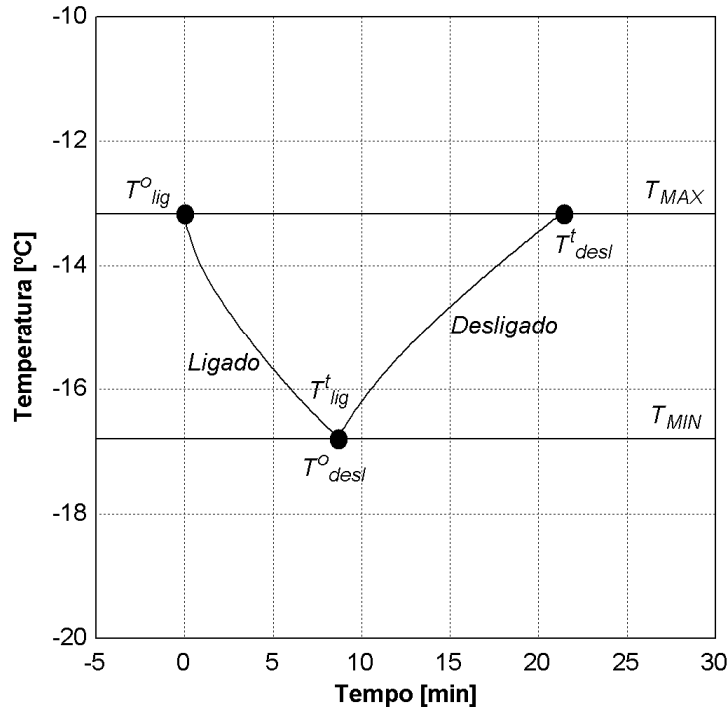


Figura 3.29 Condições de contorno da flutuação de temperatura do gabinete

A temperatura máxima e a temperatura mínima devem sentir o efeito da banda do termostato do congelador, e assim, elas podem ser obtidas a partir da equação (80) e serem calculadas da seguinte forma:

$$T_{MAX} = \left(\frac{(\varphi_1 \cdot UA_{refr} + UA_{cong})(T_{cong} + \xi) + \varphi_2 \cdot UA_{refr}}{UA_G} \right) \quad (87)$$

$$T_{MIN} = \left(\frac{(\varphi_1 \cdot UA_{refr} + UA_{cong})(T_{cong} - \xi) + \varphi_2 \cdot UA_{refr}}{UA_G} \right) \quad (88)$$

onde a expressão ξ representa a banda do termostato do congelador. Os valores obtidos de UA_{cong} e UA_{refr} foram respectivamente de 0,909 e 1,164. A Figura 3.30 mostra a correlação linear usada para obtenção dos parâmetros empíricos que aparecem na equação (78) e necessárias para alimentar as equações (87) e (88).

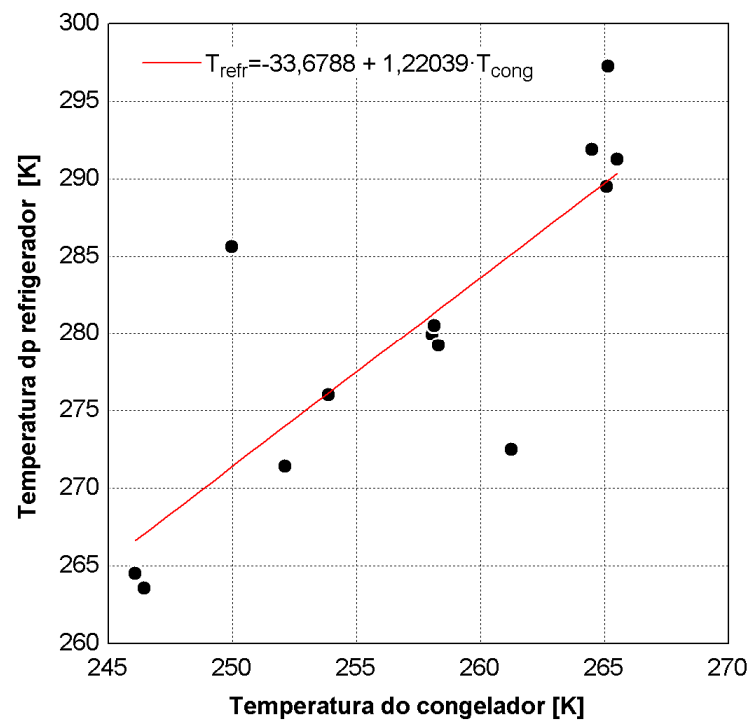


Figura 3.30 Temperatura do congelador versus temperatura do refrigerador

CAPÍTULO 4 RESULTADOS

4.1 Introdução

Os resultados deste trabalho estão organizados em duas partes: a primeira trata da comparação dos resultados do código computacional com os experimentos, tanto em regime permanente quanto em regime transiente. A segunda apresenta uma análise de sensibilidade de projeto, com foco no consumo de energia.

4.2 Resultados Comparativos

4.2.1 Regime permanente

A Figura 4.1 compara a potência e a temperatura de mistura, ou seja, a temperatura do ar na entrada do evaporador, previstas pelo modelo com resultados experimentais. Tais resultados são relacionados com a carga térmica (capacidade de refrigeração). A temperatura de mistura foi calculada pelo modelo com base na fração de ar em circulação Ω e nas temperaturas dos compartimentos refrigerador e congelador. Também percebe-se que a concordância entre as estimativas do modelo e os experimentos é razoavelmente boa, com desvios menores que 5% para a potência e capacidade de refrigeração. Tais níveis de concordância são similares as obtidas por Gonçalves e Melo (2004).

Como mostrado no Apêndice IV, a carga térmica afeta tanto a temperatura de condensação como a temperatura de evaporação. Tais resultados são mostrados na Figura 4.2, juntamente com as previsões do programa, onde se comprova que o modelo desenvolvido reproduz bastante bem os parâmetros em questão.

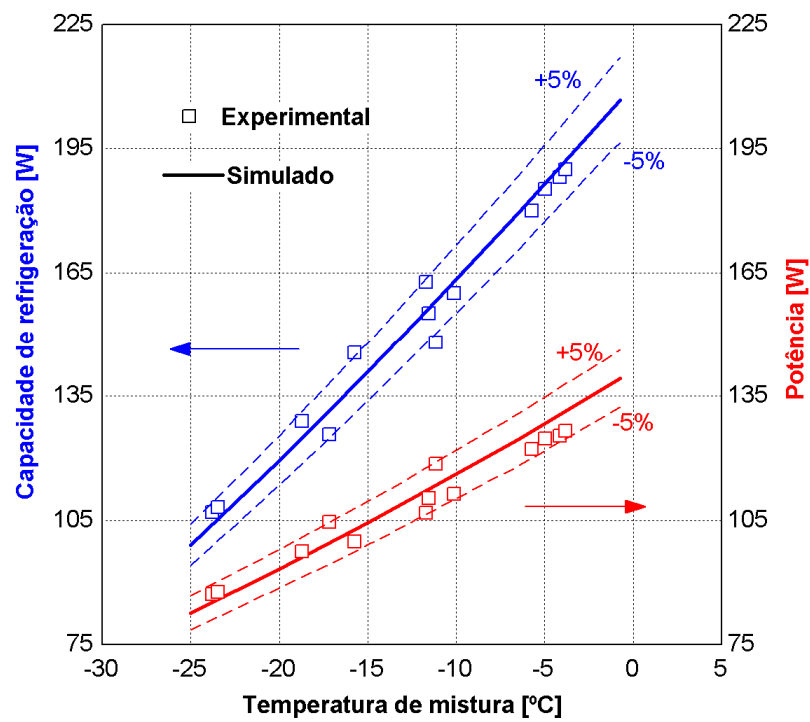


Figura 4.1 Capacidade de refrigeração e potência elétrica versus temperatura de mistura

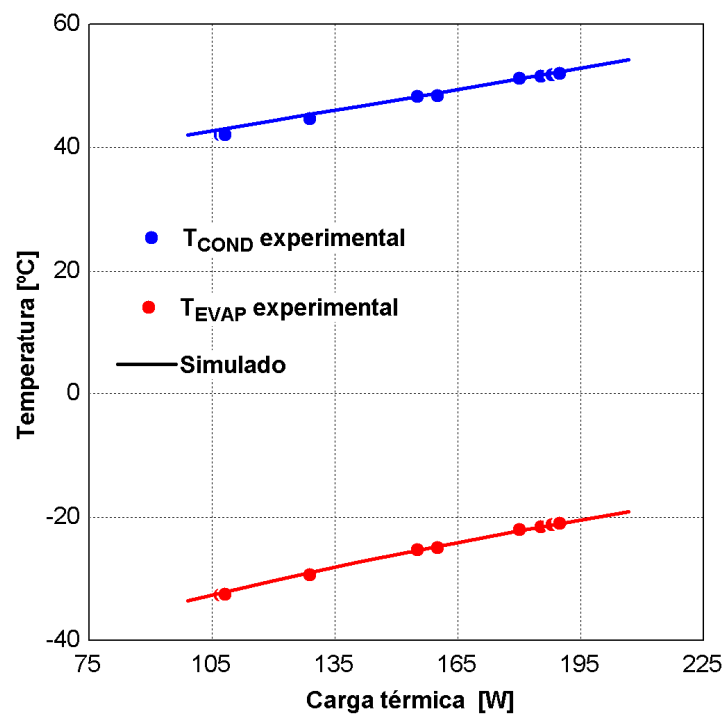


Figura 4.2 Temperatura de condensação e evaporação versus carga térmica

Deve-se mencionar que durante as simulações o grau de superaquecimento na saída do evaporador foi mantido num valor fixo e igual à $1,0\text{ }^{\circ}\text{C}$. Isso deve-se ao fato desse parâmetro ter variado entre $0,74^{\circ}\text{C}$ à $1,5^{\circ}\text{C}$, durante os experimentos (Apêndice IV).

4.2.2 Regime transiente

O mapa de controle do refrigerador, apresentado no apêndice IV, foi simulado nas cinco condições obtidas experimentalmente. O programa desenvolvido, com gabinete modelado em regime transiente, foi usado para obter resultados numéricos em regime transiente cíclico e de *pull-down*.

Durante as simulações, duas condições foram impostas. Primeiramente, como forma de melhorar a precisão do modelo, considerou-se que o termostato controlava a temperatura do congelador, ao contrário do produto original onde o termostato controla a temperatura do refrigerador. A segunda condição foi manter a fração de ar insuflada em cada compartimento no mesmo valor obtido durante os testes em regime permanente. Tais aproximações se justificam, pois, se observou que a alteração da posição do damper promovia uma variação da temperatura média do refrigerador de $0,5^{\circ}\text{C}$ e $0,3^{\circ}\text{C}$, respectivamente nas posições quente (mínima) e fria (máxima) do termostato. No congelador o efeito da posição do damper foi um pouco mais significativo, dando origem a variações de $3,8^{\circ}\text{C}$ e $2,4^{\circ}\text{C}$, também nas posições quente Q e fria F do termostato. O impacto dessa hipótese sobre os resultados do modelo é praticamente imperceptível, quando se considera que esse foi alimentado com a temperatura do congelador e com a respectiva banda do termostato. A regulagem do damper manual na posição completamente aberta representa a de maior frio F no refrigerador e a posição fechada, temperaturas mais quentes Q .

A Figura 4.3 mostra os diagramas de controle obtidos experimentalmente, comparados com os resultados das simulações, englobando as cinco posições testadas do controle do damper e do termostato, sendo os controles representados nesta ordem.

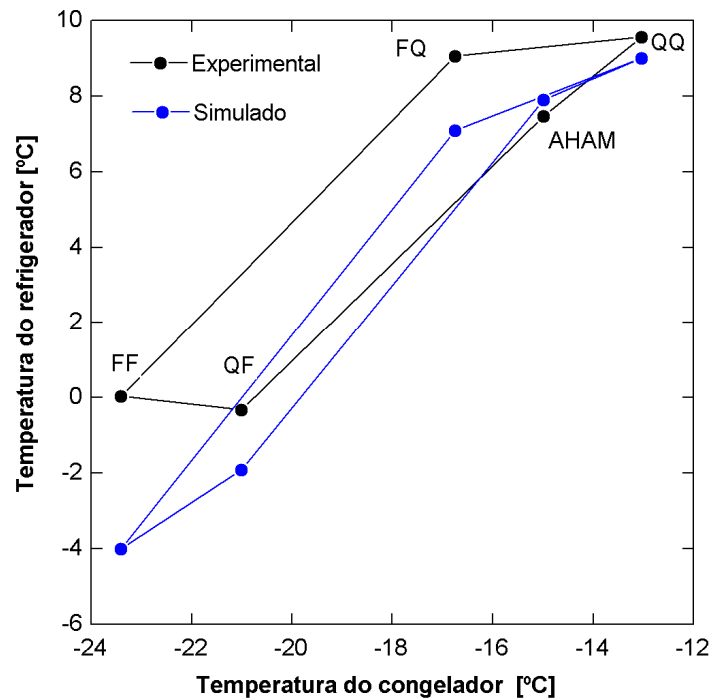


Figura 4.3 Diagrama de controle do refrigerador: experimental vs. simulado

Uma síntese dos resultados é apresentada na Tabela 4.1, cujos valores são médios ao longo de um ciclo completo, e onde T_{cong} e T_{refr} representam respectivamente as temperaturas do congelador e refrigerador, RTR o fator de funcionamento, CE o consumo de energia, ΔT_{cong} e ΔT_{refr} representam a diferença da temperatura máxima e mínima em cada compartimento, respectivamente para o congelador e o refrigerador e, por fim, t_{lig} e t_{desl} significam respectivamente o tempo de compressor ligado e desligado.

A previsão do modelo no que se refere ao fator de funcionamento RTR é particularmente boa, com desvios relativos inferiores à 6% (ver Tabela 4.1 e Figura 4.4). Tal resultado deve-se a metodologia empregada para o cálculo de carga térmica do que a previsão da inércia térmica dos compartimentos. Através de simulações, percebeu-se que a inércia térmica dos compartimentos alterava os tempos de compressor ligado e desligado, mas mantinha a fator de funcionamento praticamente constante.

Tabela 4.1 Comparações modelo versus experimento em regime cíclico

DAMPER-TERMOSTATO		FF	FQ	QQ	(-15;7.2) AHAM	QF
T_C	EXP [°C]	-23,40	-16,74	-13,03	-14,98	-21,00
ΔT_{cong}	EXP [°C]	4,25	3,61	3,52	3,55	5,27
t_{ig}	EXP [s]	2793	595	441	518	2254
	SIM [s]	2910	615	455	530	2190
Erro	[%]	+4,2%	+3,4%	+3,2%	+2,3%	-2,8%
t_{desl}	EXP [s]	1008	735	700	728	1260
	SIM [s]	840	735	770	750	1100
Erro	[%]	-16,7%	0,0%	+10,0%	+3,0%	-12,7%
T_R	EXP [°C]	0,05	9,07	9,56	7,47	-0,31
	SIM [°C]	-4,00	7,13	9,00	7,91	-1,95
Dif	[°C]	-4,12	-1,94	-0,56	+0,44	-1,63
ΔT_{refr}	EXP [°C]	1,43	0,89	0,82	1,21	1,65
	SIM [°C]	0,84	0,47	0,47	0,47	1,09
dif °C	[°C]	-0,59	-0,42	-0,34	-0,73	-0,55
RTR	EXP	0,735	0,447	0,387	0,416	0,641
	SIM	0,776	0,455	0,371	0,414	0,666
Erro	[%]	+5,6%	-2,0%	-4,1%	-0,5%	+3,9%
CE	EXP [kWh/mes]	50,16	35,60	33,12	34,64	46,49
	SIM [kWh/mes]	50,69	34,22	29,86	32,15	45,81
Erro	[%]	+1,04%	-3,9%	-9,8%	-7,2%	-1,5%

Os testes de consumo de energia CE foram realizados de acordo com a norma AHAM HRF-1 (2001). Maiores detalhes sobre o procedimento empregado e sobre a norma podem ser encontrados no Apêndice IV. As previsões do modelo foram baseadas na integração numérica da potência ao longo de um ciclo completo e na extrapolação para um período de 30 dias. Como ilustrado na Figura 4.5, as previsões do modelo se mantiveram sempre dentro de uma faixa de erro de 10% para os cinco testes realizados, podendo ser considerado excelente já que manteve a mesma faixa de erro apresentada por Hermes (2006).

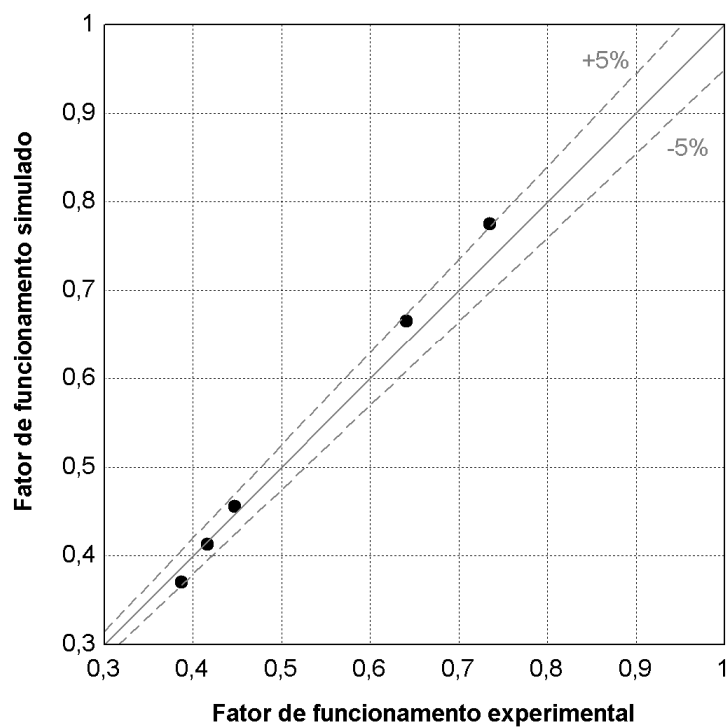


Figura 4.4 Fator de funcionamento experimental versus simulado

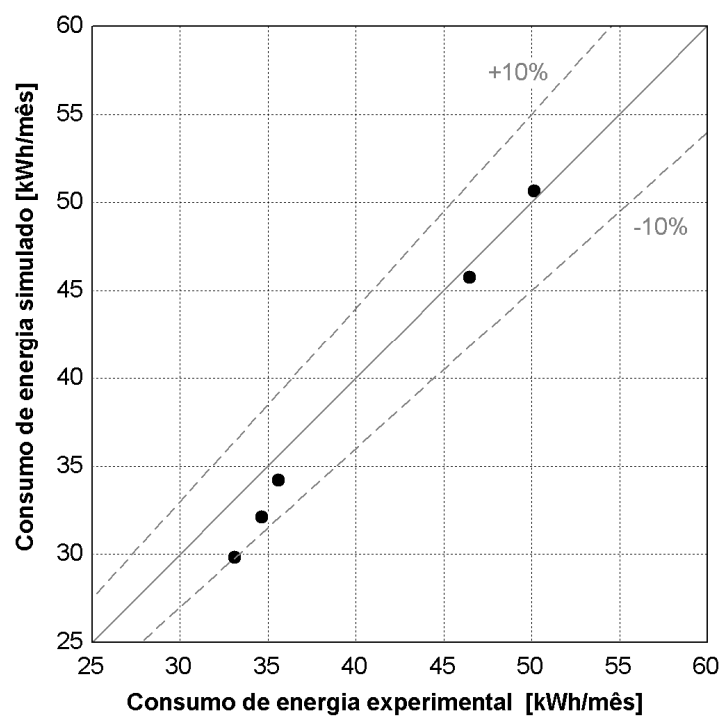


Figura 4.5 Consumo de energia experimental versus calculado

As Figuras 4.6 a 4.10 mostram o transiente de temperatura ao longo de um ciclo para as cinco condições testadas. Em linhas gerais, pode-se afirmar que o modelo prevê relativamente bem as temperaturas nos dois compartimentos independentemente das posições do termostato e do damper, principalmente quando se considera a complexidade do fenômeno envolvido e a simplicidade do código computacional desenvolvido. Em todas as condições consideradas observa-se uma pequena elevação na temperatura do compartimento congelador logo no início do ciclo, fato esse que não é captado pelo modelo. Tal fato muito provavelmente está associado com a migração de massa do condensador para o evaporador durante o tempo em que o sistema permanece desligado. As maiores discrepâncias encontradas no transiente de temperatura do compartimento refrigerado foram nas posições frio-frio e frio-quente, com respectivamente $4,1^{\circ}\text{C}$ e $1,9^{\circ}\text{C}$ de diferença. Isso provavelmente se deve ao efeito da imposição da fração de ar insuflada em 0,89, já que esta foi derivada de um único teste de *pull-down*, com o damper na posição quente e temperatura ambiente mantida em 32°C .

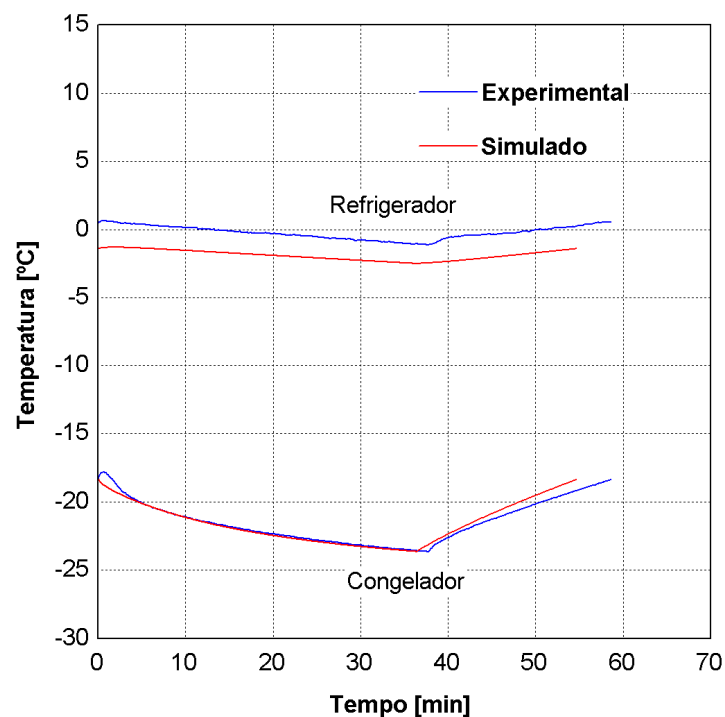


Figura 4.6 Transiente de temperatura medido e simulado na posição quente-frio

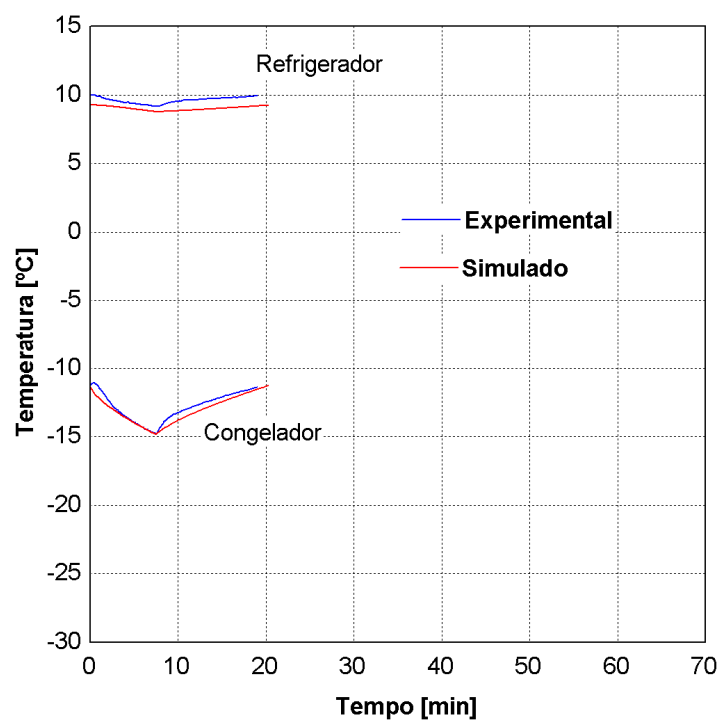


Figura 4.7 Transiente de temperatura medido e simulado na posição quente-quente

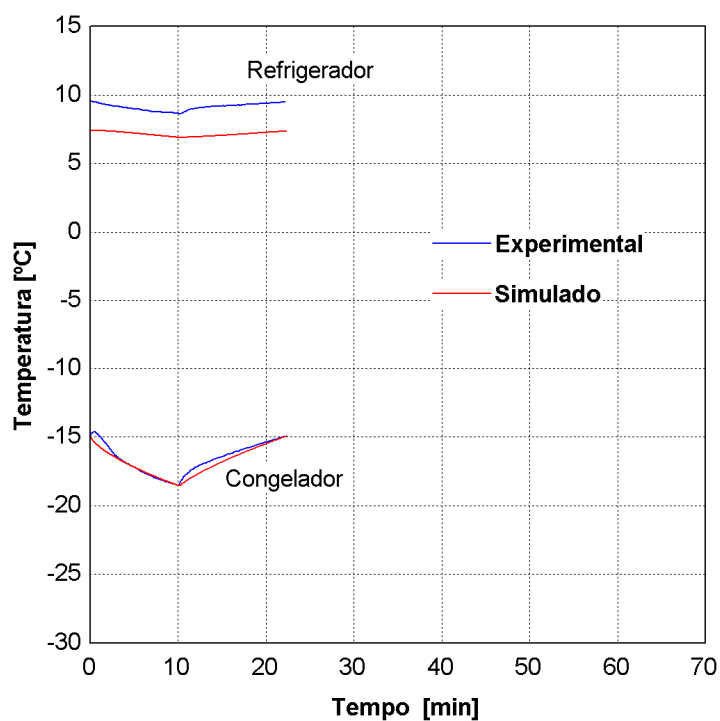


Figura 4.8 Transiente de temperatura medido e simulado na posição frio-quente

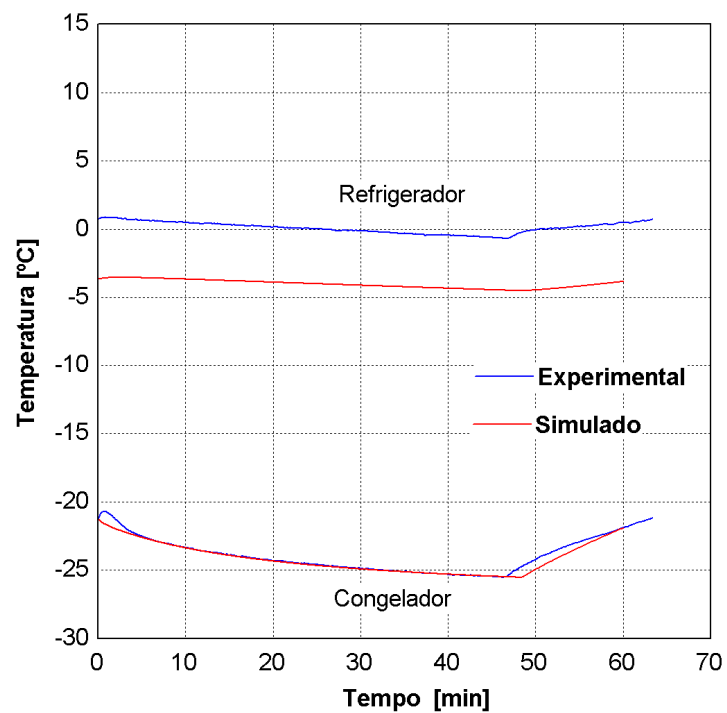


Figura 4.9 Transiente de temperatura medido e simulado na posição frio-frio

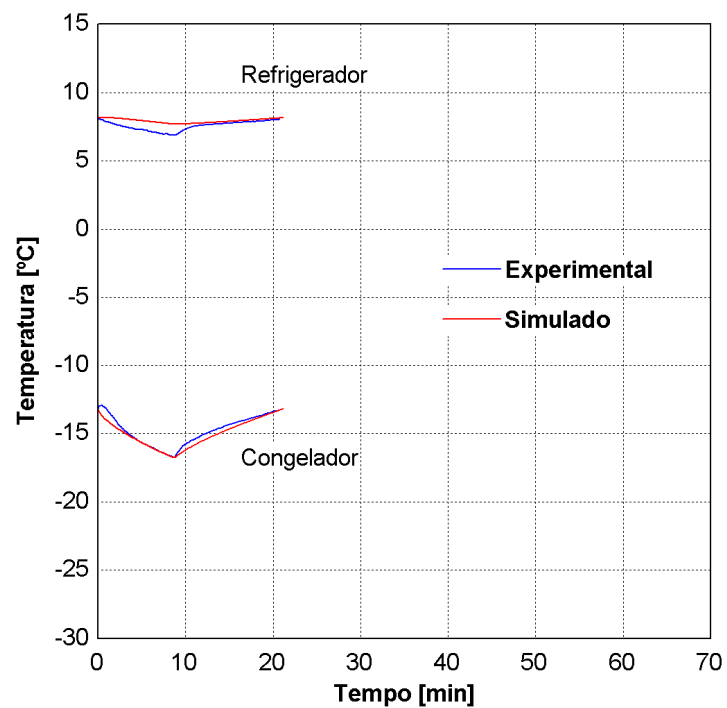


Figura 4.10 Transiente de temperatura medido e simulado na posição consumo AHAM

As Figuras 4.11 a 4.15 comparam o transiente de potência obtido durante os cinco testes experimentais com os resultados da simulação. Observa-se, como esperado, que em

todos os casos, o modelo não foi capaz de captar o pico de potência que aparece logo após a partida do compressor (ver Apêndice IV).

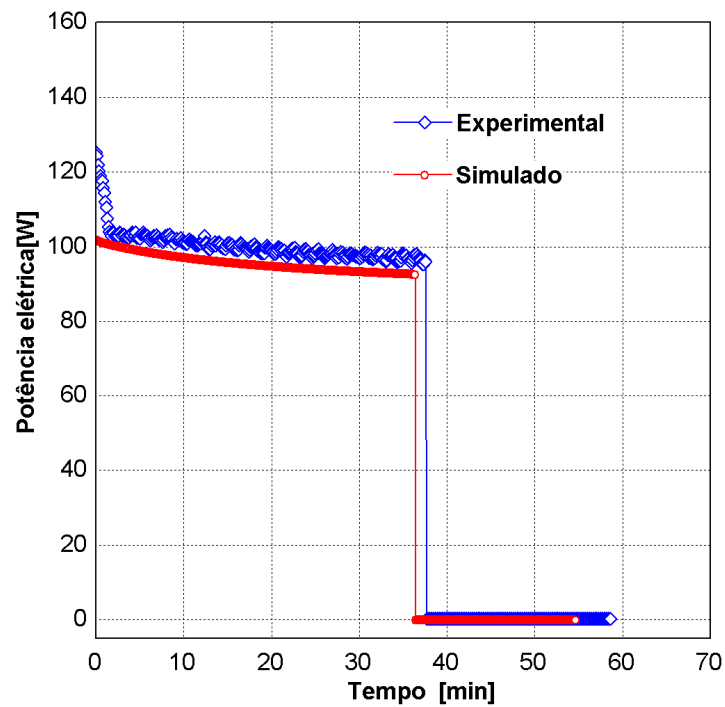


Figura 4.11 Transiente de potência medido e simulado na posição QF

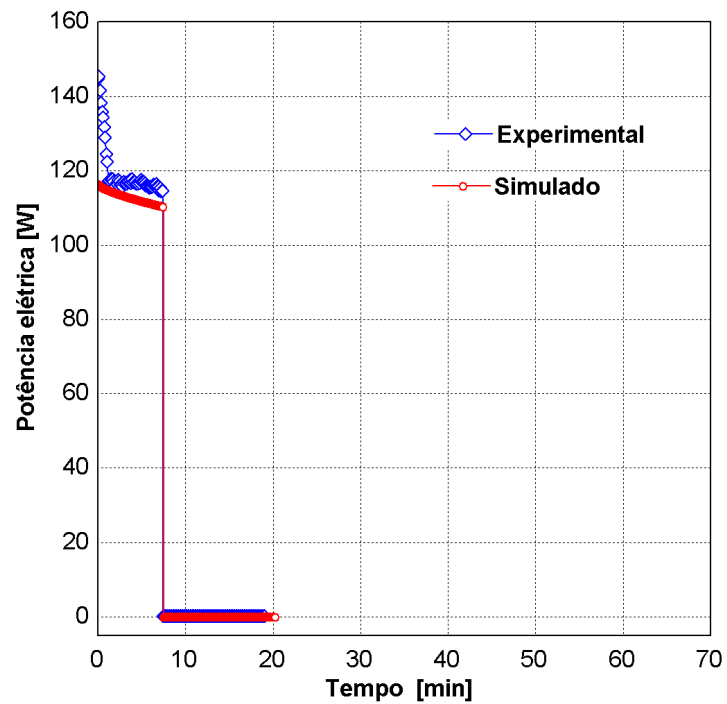


Figura 4.12 Transiente de potência medido e simulado na posição QQ

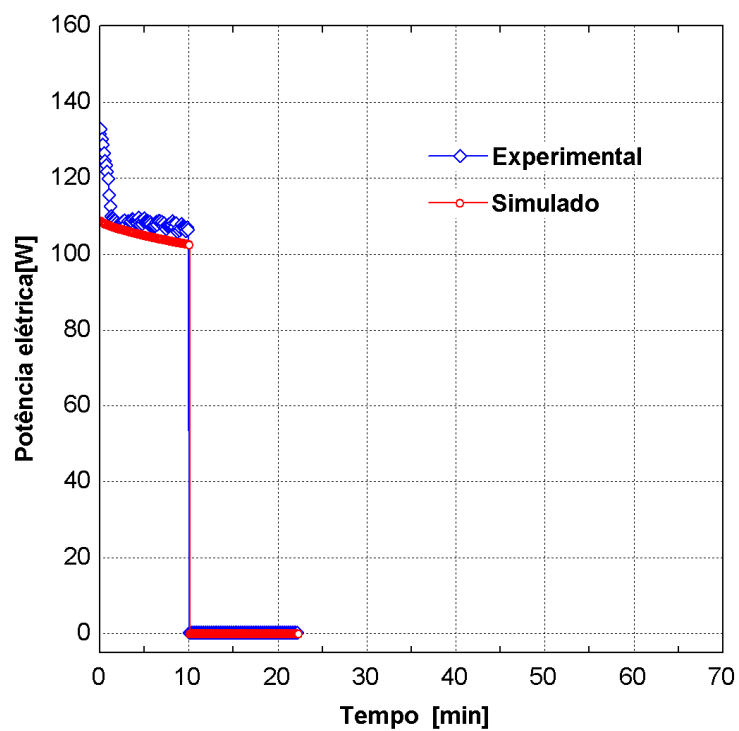


Figura 4.13 Transiente de potência medido e simulado na posição FQ

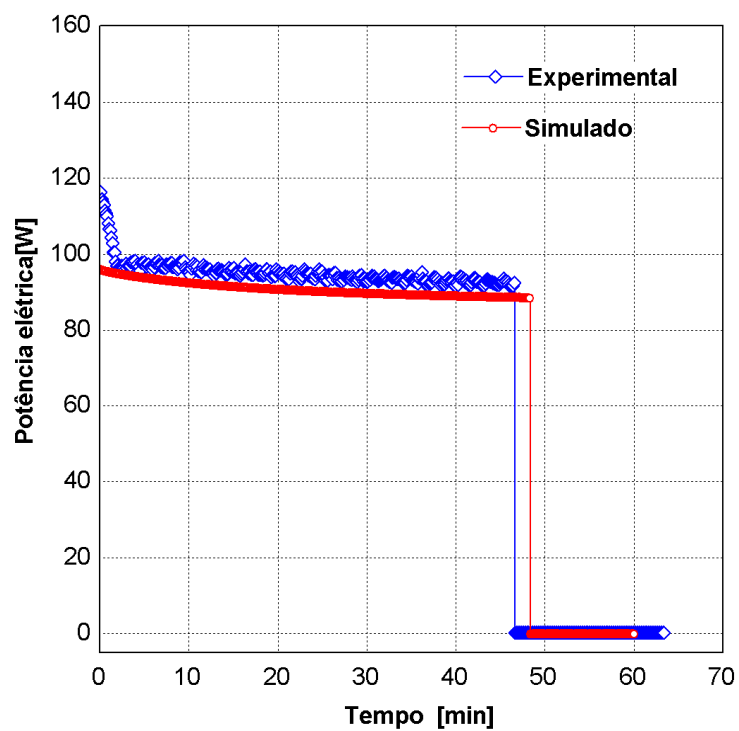


Figura 4.14 Transiente de potência medido e simulado na posição FF

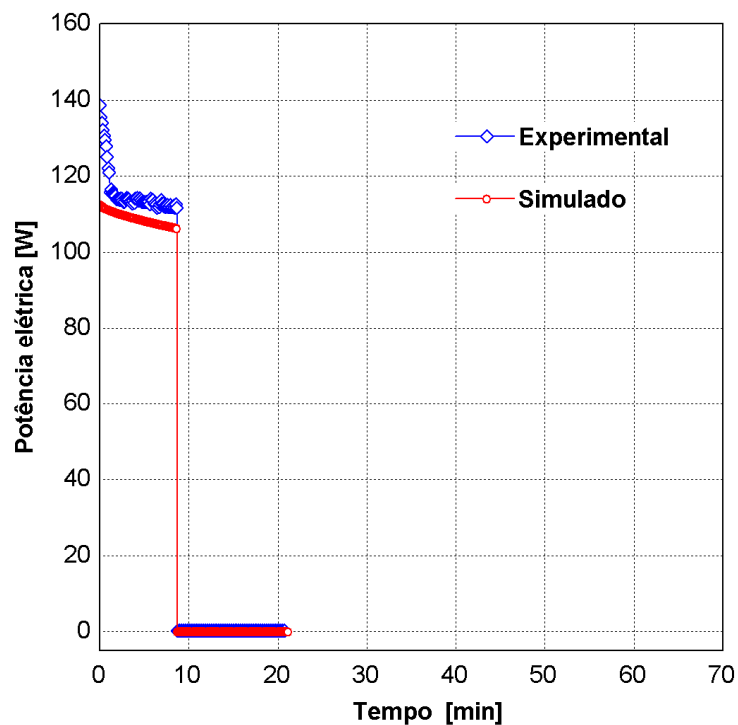


Figura 4.15 Transiente de potência medido e simulado na posição consumo

A maior discrepância entre modelo e experimento, no que se refere ao consumo de energia, foi encontrada nos testes QQ, QF e AHAM (ver tabela 1), principalmente por causa da discrepância nos picos de potência e pelo fato do tempo de compressor ligado ser bem menor nessas posições. Uma análise mais detalhada da posição AHAM, por exemplo, mostra que a diferença no pico de potência é responsável por aproximadamente 5,0% dos 7,2% de diferença no consumo de energia.

As Figuras 4.16 a 4.18 mostram o transiente de temperatura nos compartimentos para temperaturas ambientes de 25, 32 e 43°C, ao longo de testes de abaixamento de temperatura (*pull-down*). Uma inspeção das figuras deixa evidente que a melhor comparação foi encontrada nos testes realizados a 32°C. Isso, de certa forma, já era esperado, pois os parâmetros empíricos utilizados no modelo foram derivados de testes realizados nessa condição. No teste realizado à 25°C observou-se uma discrepância máxima de 4,3°C na temperatura do compartimento refrigerado, enquanto que no teste a 43°C observou-se um desvio máximo de 4°C na temperatura do compartimento congelador.

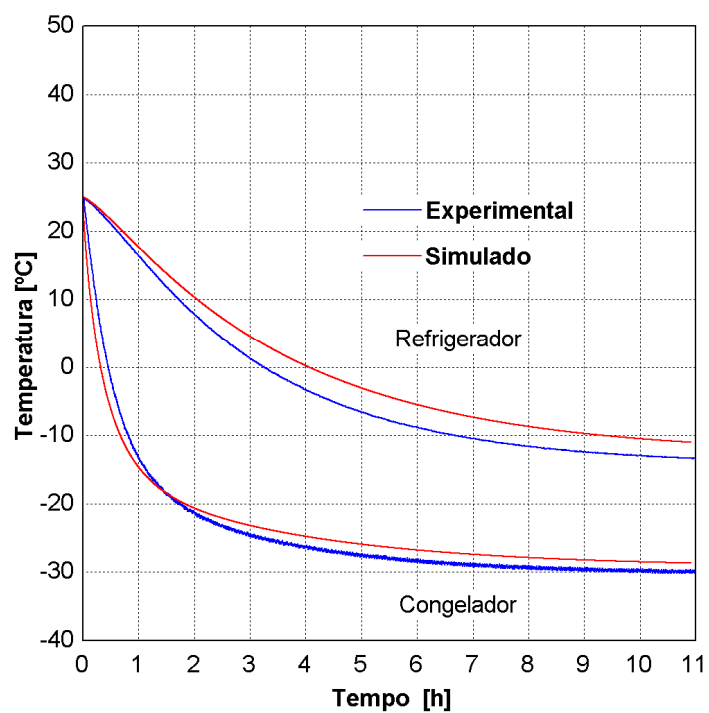


Figura 4.16 Transiente de temperatura nos compartimentos - 25°C

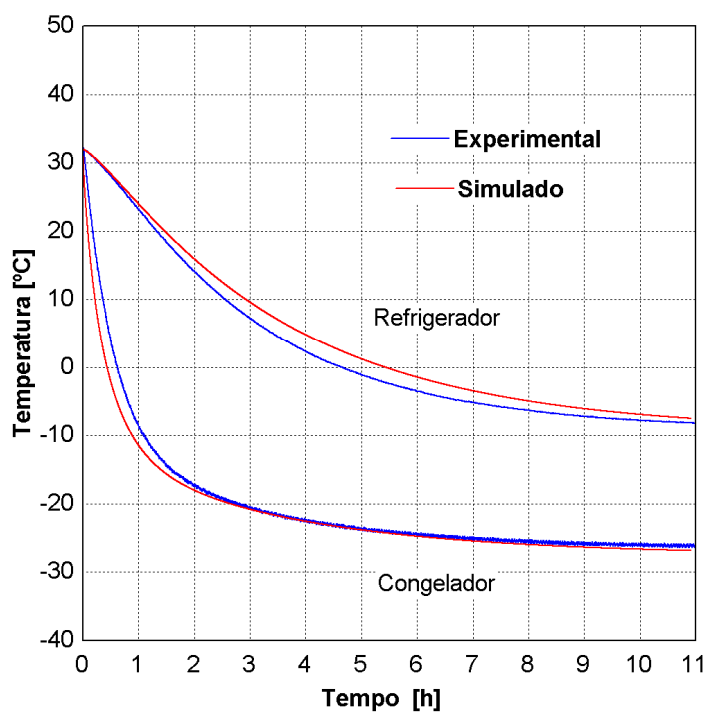


Figura 4.17 Transiente de temperatura nos compartimentos - 32°C

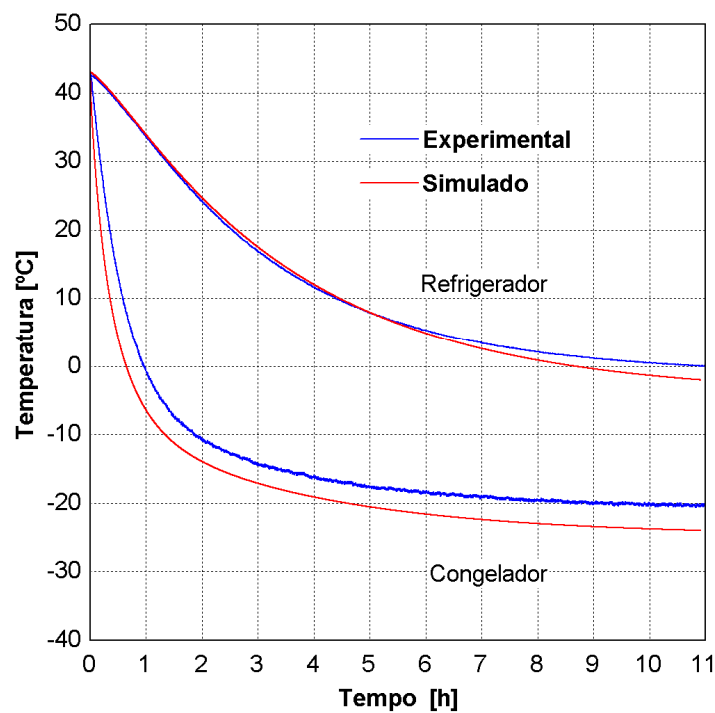


Figura 4.18 Transiente de temperatura nos compartimentos - 43°C

4.3 Análises de sensibilidade do modelo

Nessa seção o modelo foi utilizado como uma ferramenta computacional para prever o efeito de alguns parâmetros de projeto sobre o desempenho do refrigerador do presente trabalho.

Primeiramente foram explorados parâmetros característicos de cada um dos componentes do sistema, utilizando a temperatura de mistura (temperatura na entrada do evaporador) para representar os efeitos do gabinete. Posteriormente incorporou-se o modelo do gabinete nas análises realizadas.

4.3.1 Compressor

O impacto do compressor sobre o desempenho do sistema foi explorado através da variação do rendimento volumétrico, da eficiência global e do deslocamento volumétrico. Cada um desses parâmetros foi avaliado variando-se ao mesmo tempo a temperatura de mistura entre -25°C e 0,75°C. A temperatura de mistura de -12,3°C foi usada para referência nas análises.

Como pode ser observado na Figura 4.19, a eficiência global é o parâmetro mais relevante, dentre os parâmetros avaliados. Uma variação de 10% e de -10% nesse parâmetro provoca respectivamente um aumento no COP de 9,74% e uma diminuição de 9,80%. Observa-se que a variação desse parâmetro não apresenta efeito direto na potência consumida porque ele afeta o processo de cálculo da temperatura de descarga do compressor.

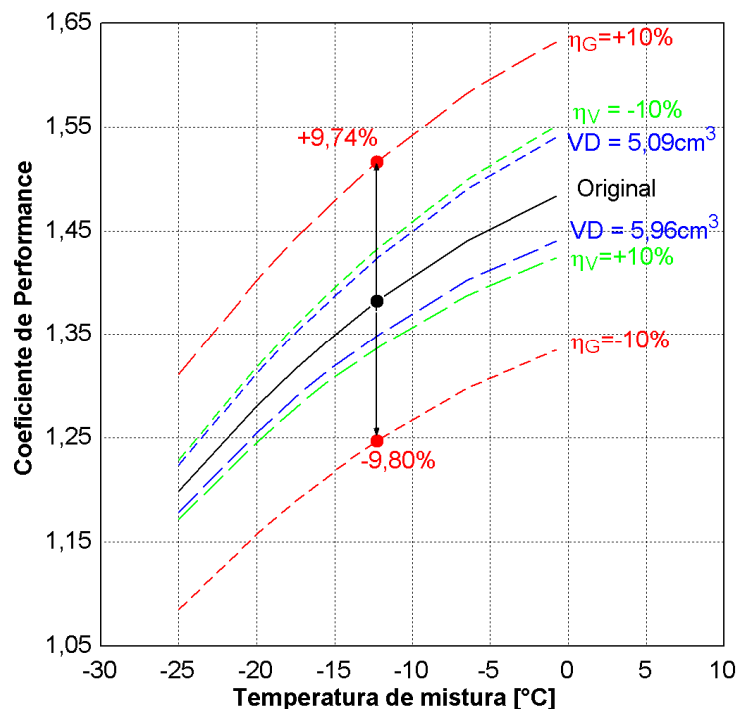


Figura 4.19 Efeito dos parâmetros do compressor sobre o coeficiente de performance

A Figura 4.19 também permite explorar o efeito do deslocamento e do rendimento volumétrico do compressor sobre o COP para várias temperaturas de mistura. Um aumento de 10% no rendimento volumétrico, por exemplo, diminui o COP em 3,33% enquanto uma diminuição de 10% eleva o COP em 3,65%. As variações no rendimento volumétrico, neste caso, refletiram numa variação direta na vazão de massa do fluido refrigerante.

4.3.2 Condensador e Evaporador

O efeito do condensador sobre o desempenho do sistema foi investigado variando-se três parâmetros: número de arames, número de tubos e coeficiente de convecção externo. Da mesma forma, o efeito do evaporador foi explorado através dos seguintes parâmetros: número de aletas, número de tubos e coeficiente de convecção externo.

A Figura 4.20 explora os efeitos dos parâmetros do condensador sobre o COP do sistema, como uma função da temperatura de mistura. Para uma temperatura de mistura de $-12,3^{\circ}\text{C}$, percebe-se que alterando-se o número de tubos de 18 (original) para 24, provoca-se um aumento de 3,90% no COP. Por outro lado uma diminuição de 18 para 12 tubos diminui o COP em 6,11%. Verifica-se também que um aumento de 122 (original) para 142 arames melhora o COP em 2,51% enquanto uma redução para 102 arames reduz o COP em 3,01%. Além disso, percebe-se que um aumento de 10% no coeficiente de convecção externo aumenta o COP em 2,28% enquanto uma redução de 10% diminui o COP em 2,73%. Percebe-se com resultados apresentados, de um modo geral, que é possível aumentar sensivelmente a efetividade do trocador alterando-se condutância global, através de aumento na área do condensador ou no coeficiente de convecção do lado externo.

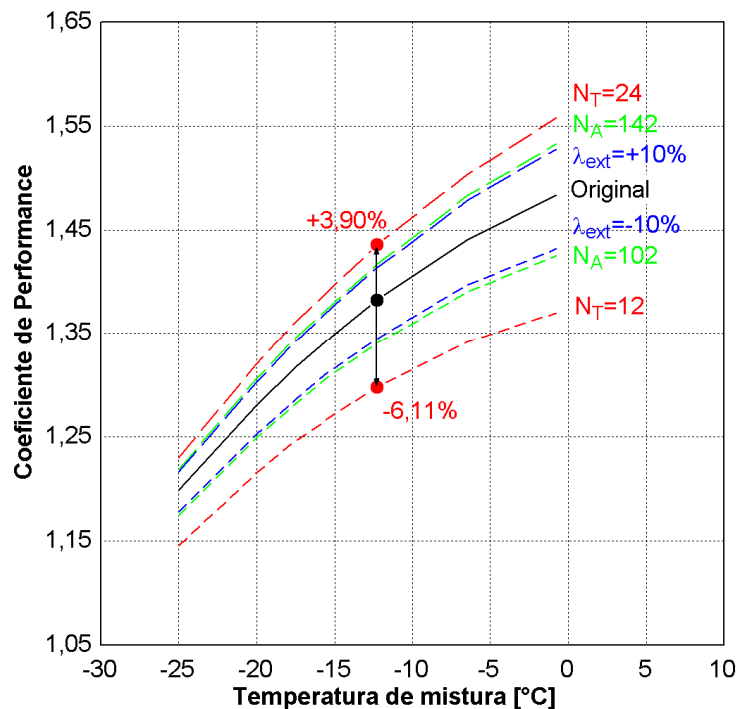


Figura 4.20 Efeito dos parâmetros do condensador sobre o coeficiente de performance

A Figura 4.21 mostra que o COP é muito menos afetado pela geometria do evaporador do que pela geometria do condensador. Por exemplo, uma variação do número de tubo de 20 (original) para 30 aumenta o COP em apenas 0,59% enquanto uma redução para 10 tubos diminuiu o COP em 0,73%. Efeitos de magnitude semelhantes são observados para o número de aletas e para o coeficiente de convecção externo. De acordo com estes resultados, observa-se que não há mais como aumentar significativamente a efetividade do trocador.

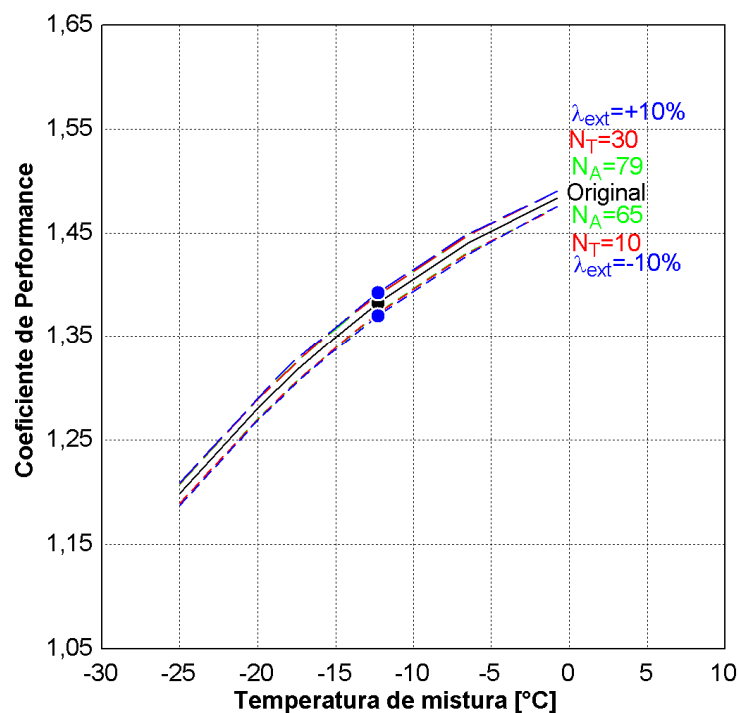


Figura 4.21 Efeito dos parâmetros do evaporador sobre o coeficiente de performance

4.3.3 Trocador de Calor Tubo Capilar Linha de Sucção

O efeito deste componente foi investigado alterando-se o: diâmetro e o comprimento do capilar e a efetividade do trocador de calor. A Figura 4.22 mostra como esses parâmetros afetam a performance do sistema em função da temperatura de mistura.

Observa-se que a alteração de qualquer um dos parâmetros mencionados provoca uma degradação do COP. A título de curiosidade mostra-se que seria possível um ganho de COP de 1,25%, na temperatura de mistura de $-12,3^{\circ}\text{C}$, caso o trocador de calor interno se comportasse de maneira ideal ($\varepsilon_{HX}=1$). De longe o efeito mais marcante foi causado pelo diâmetro interno do tubo capilar, o qual provocou uma queda de 6,16% no COP quando foi variado de 0,71mm (original) para 0,63mm e de 6,45% quando foi variado de 0,71mm para 0,79mm.

O efeito do diâmetro interno do tubo capilar sobre o COP do sistema pode ser melhor explorado através da Figura 4.23, onde se ilustra o comportamento do COP para uma temperatura de mistura de $-12,3^{\circ}\text{C}$, variando-se simultaneamente o diâmetro e o comprimento do capilar. Como esperado, verifica-se que a performance do sistema pode ser mantida desde que a variação do diâmetro possa ser acompanhada de uma variação no comprimento do capilar.

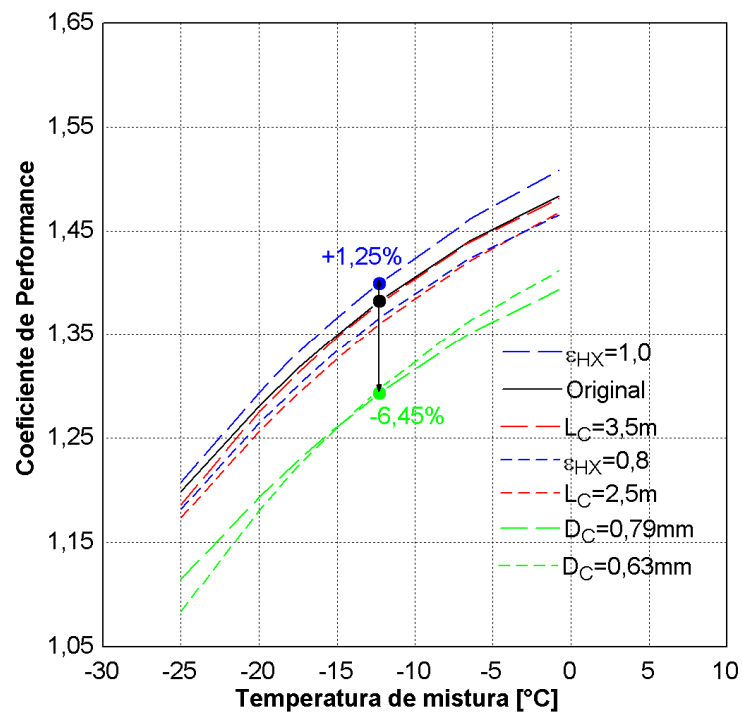


Figura 4.22 Efeito do TC-LS sobre o desempenho do sistema

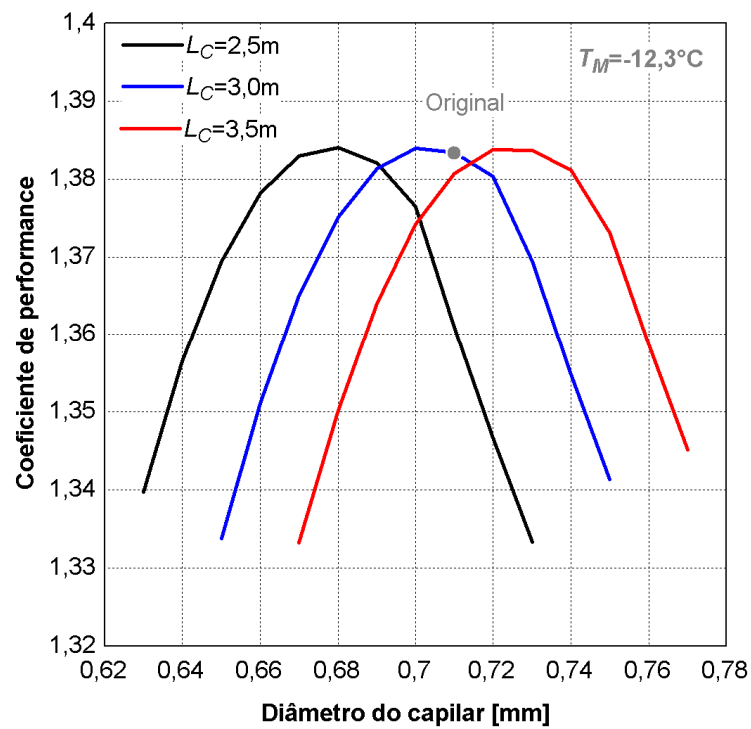


Figura 4.23 Efeito simultâneo do comprimento do capilar e do diâmetro interno sobre o coeficiente de performance do sistema

4.3.4 Gabinete

Neste item o gabinete foi incorporado na análise, quando se investigou o efeito dos seguintes parâmetros sobre o desempenho do sistema: espessura da parede, fração de ar entre os compartimentos e banda do termostato.

As simulações foram realizadas com o termostato regulado em -15°C (congelador) com uma banda de variação do termostato em $\pm 1,75^{\circ}\text{C}$.

A Figura 4.24 mostra o efeito da fração de ar entre os compartimentos sobre o coeficiente de performance para três espessuras da parede quais sejam: original, 20% superior e 20% inferior. Pode-se observar que o coeficiente de performance passa por um máximo quando a fração de ar atinge o valor de 0,8. Deve-se mencionar que o valor empregado no produto é de 0,89. Na mesma figura fica também evidente que a espessura das paredes afeta levemente o coeficiente de performance quando a fração de ar entre os compartimentos é baixa e que não tem qualquer efeito quando tal parâmetro é elevado.

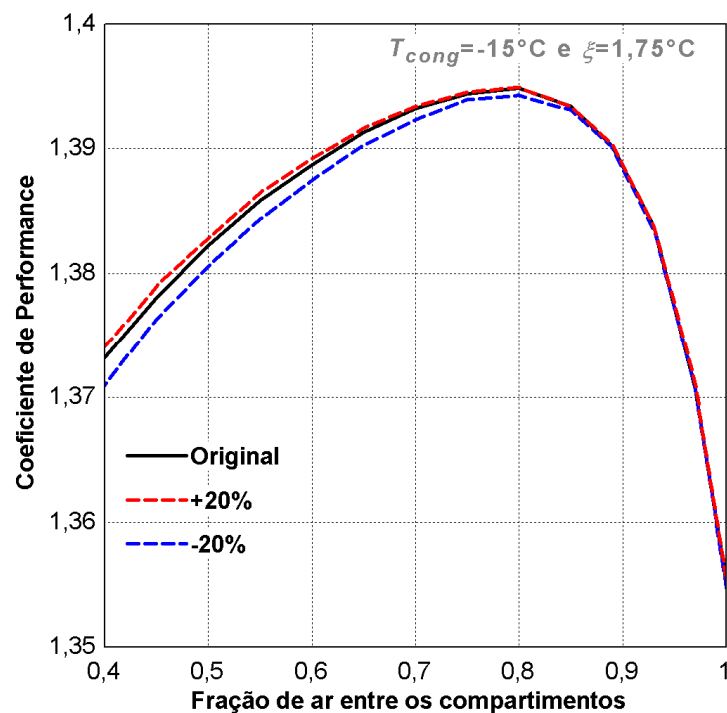


Figura 4.24 Efeito da fração de ar entre os compartimentos sobre o desempenho do sistema

A Figura 4.25 mostra o efeito da fração de ar entre os compartimentos sobre a temperatura no compartimento refrigerador e sobre o consumo de energia, também para três espessuras de parede.

Pode-se observar que a medida que a vazão de ar insuflado no compartimento refrigerado aumenta, diminui a temperatura nesse ambiente, o que por sua vez aumenta a carga térmica do produto e o consumo de energia. Como esperado, a variação da espessura das paredes não possui efeito significativo sobre a temperatura no compartimento refrigerado, mas afeta fortemente o consumo de energia especialmente quando a fração de ar entre os compartimentos é baixa. Quando a fração de ar entre os compartimentos é de 0,89, um aumento de 20% na espessura das paredes provoca uma redução de 13,6% no consumo de energia, enquanto uma redução de 20% aumenta o consumo de energia em 19,6%.

O efeito observado no consumo de energia e não observado no coeficiente de performance, deve-se a variação do fator de funcionamento do compressor sob efeito da espessura das paredes do produto.

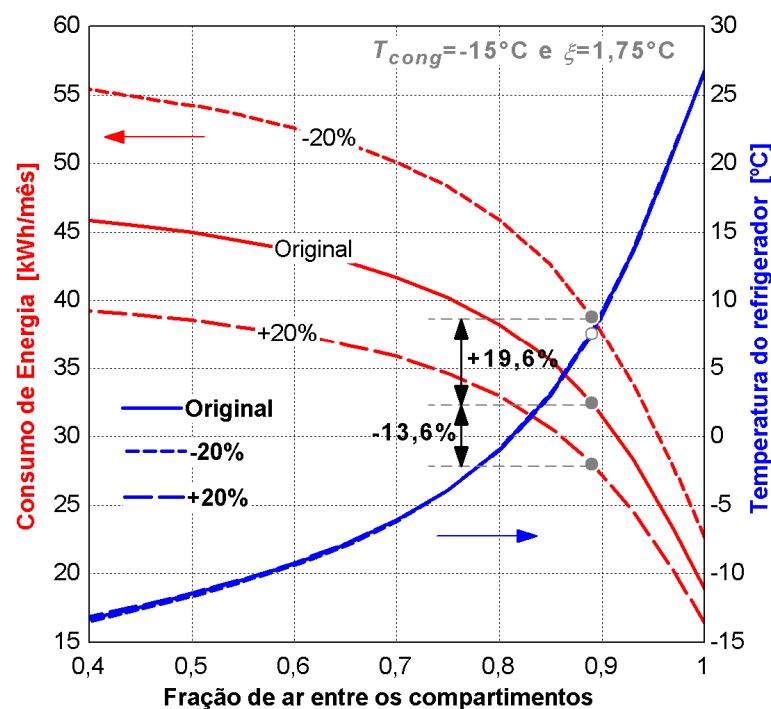


Figura 4.25 Efeito da fração de ar entre os compartimentos e da espessura das paredes do refrigerador

Para investigar o efeito da banda do termostato sobre o consumo de energia do produto, variou-se esse parâmetro entre $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ e $\pm 5^{\circ}\text{C}$, mantendo-se a fração de ar entre os compartimentos no valor nominal. Como indicado na Figura 4.26, percebe-se que um aumento na banda do termostato provoca uma diminuição da temperatura do compartimento refrigerado, o que por sua vez aumenta a carga térmica e conseqüentemente o consumo de energia.

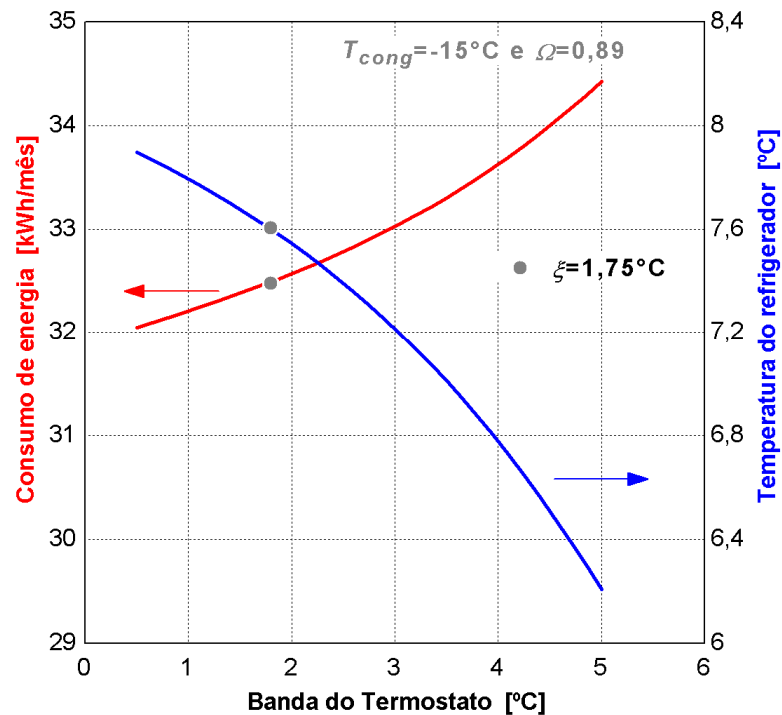


Figura 4.26 Efeito da banda do termostato sobre o consumo de energia

4.3.5 Sugestões para melhorias no produto

Com base nas análises realizadas, resolveu-se promover as seguintes alterações, de forma simultânea no refrigerador em questão:

- condensador: acrescentar 20 arames, 6 tubos e aumentar o coeficiente de convecção externo em 10%.
- compressor: diminuir o volume deslocado de $5,56 \text{ cm}^3$ para $5,09 \text{ cm}^3$, reduzir em 10% o rendimento volumétrico e aumentar a eficiência global em 10%.
- evaporador: nenhuma modificação, pois esse componente tem pouco efeito sobre o COP.
- capilar: como mostra a Figura 4.27, mantendo o comprimento em 3,0m, deve-se usar um capilar de 0,72mm de diâmetro interno.

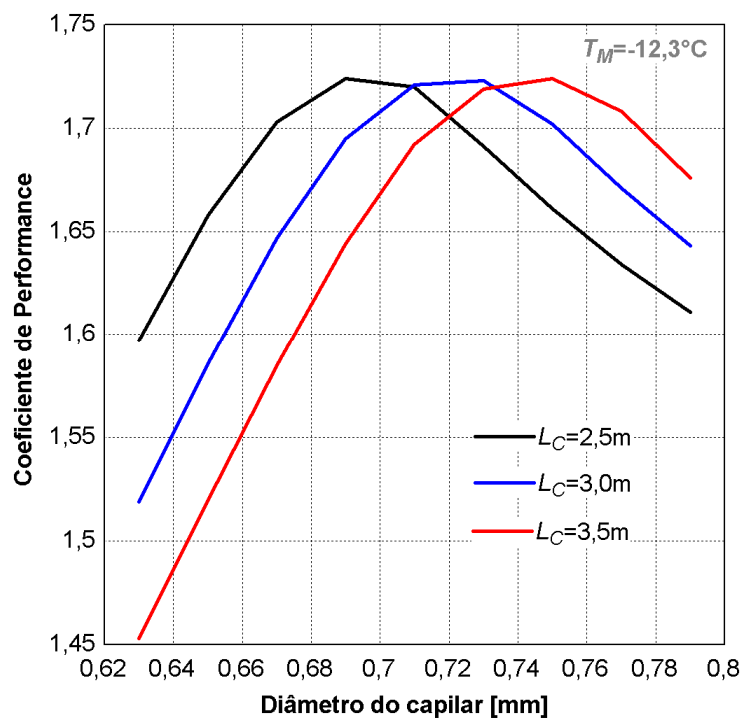


Figura 4.27 Configuração ótima para a geometria do capilar com as modificações propostas

Deve-se salientar que nem todas as modificações sugeridas possam ser realizadas na prática. Entretanto, a análise aqui apresentada teve o intuito de mostrar as direções para melhorias na performance do sistema. Devido aos resultados da análise, as melhorias podem ser tanto relacionadas a um aumento na capacidade de refrigeração quanto uma redução na potência. Consequentemente, é necessário modificar os controles do refrigerador para adequar as condições de temperatura no interior dos compartimentos.

A Figura 4.28 mostra o desempenho do produto, na configuração original e modificado, como uma função da temperatura de mistura. Observa-se que com a introdução simultânea das modificações listadas anteriormente consegue-se um aumento de 25,3% no COP para uma temperatura de mistura de $-12,3^\circ\text{C}$ e temperatura ambiente de 32°C .

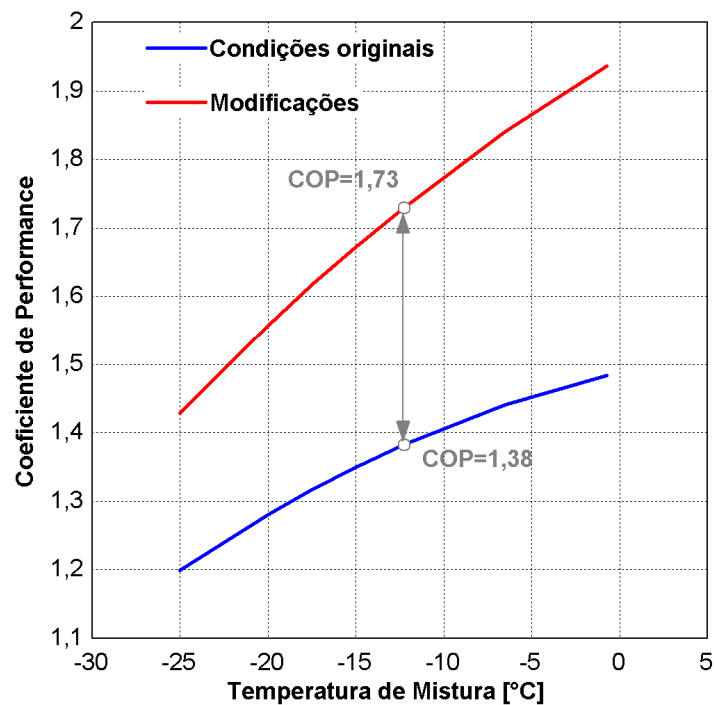


Figura 4.28 Diferença no COP entre o sistema original e modificado

As mesmas modificações listadas anteriormente foram introduzidas no modelo, agora acoplado ao modelo do gabinete, para reproduzir condições de operação cíclicas. A simulação foi realizada com a mesma fração de ar insuflado e banda de termostato utilizado no teste AHAM. A Tabela 4.2 sintetiza os principais resultados obtidos. A redução no consumo de energia foi de aproximadamente 16,5%.

Tabela 4.2 Comparação entre o comportamento cíclico do refrigerador nas condições original e modificada

Regime cíclico	Original	Modificado
RTR	0,41	0,45
T_{refr} [°C]	7,6	6,8
CE [kWh/mês]	32,2	26,9

Da Tabela 4.2 observa-se que a temperatura do ar no interior do refrigerador se estabelecem num valor inferior ao original (7,6°C). Para corrigir tal comportamento pode-se tanto aumentar a fração de ar em circulação entre os compartimentos como a banda do termostato, o que é ilustrado na Figura 4.29.

Da Figura 4.29 percebe-se que com uma banda de termostato de $\pm 1,75^\circ\text{C}$ consegue-se manter a temperatura do ar no interior do refrigerador em $7,6^\circ\text{C}$, com uma fração de ar insuflado de 0,895. Caso a banda do termostato seja alterada para $\pm 0,5^\circ\text{C}$, tal parâmetro passa a assumir o valor de 0,893. Ambas as situações diminuem em muito o consumo de energia em relação à situação original.

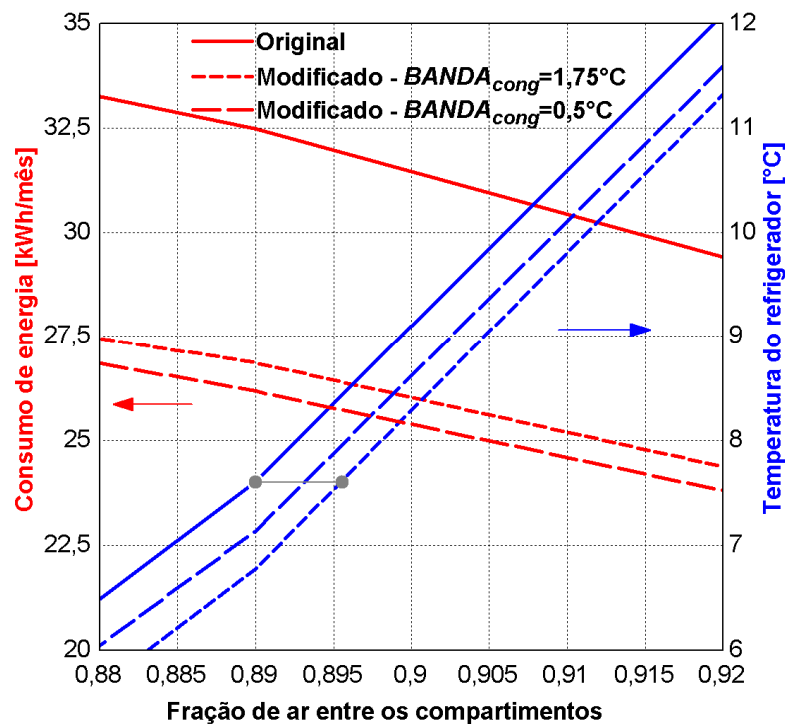


Figura 4.29 Efeito da banda do termostato e da fração de ar insuflado sobre o consumo de energia e a temperatura do compartimento refrigerado

A Figura 4.30 e a Figura 4.31 mostram respectivamente o transiente de temperatura dos compartimentos refrigerados e a potência elétrica ao longo do tempo, para as configurações original (AHAM - simulada) e modificadas mediante a alteração da fração de ar insuflada e da banda do termostato.

Pode-se perceber que as variações no comportamento das temperaturas não são tão significativas, mas que a alteração da banda do termostato de $\pm 1,75^\circ\text{C}$ para $\pm 0,5^\circ\text{C}$ diminuiu o tempo de compressor ligado de 10 min e 15 seg para 2 min e 20 seg, e o tempo de compressor desligado de 12 min e 35 seg para 2 min e 55 seg.

Em resumo a opção por uma banda de termostato de $\pm 1,75^\circ\text{C}$ reduziu o consumo de energia em 17,4% em relação a situação original, enquanto que a opção por uma banda de termostato de $\pm 0,5^\circ\text{C}$ provocou uma redução de consumo de 18,75%.

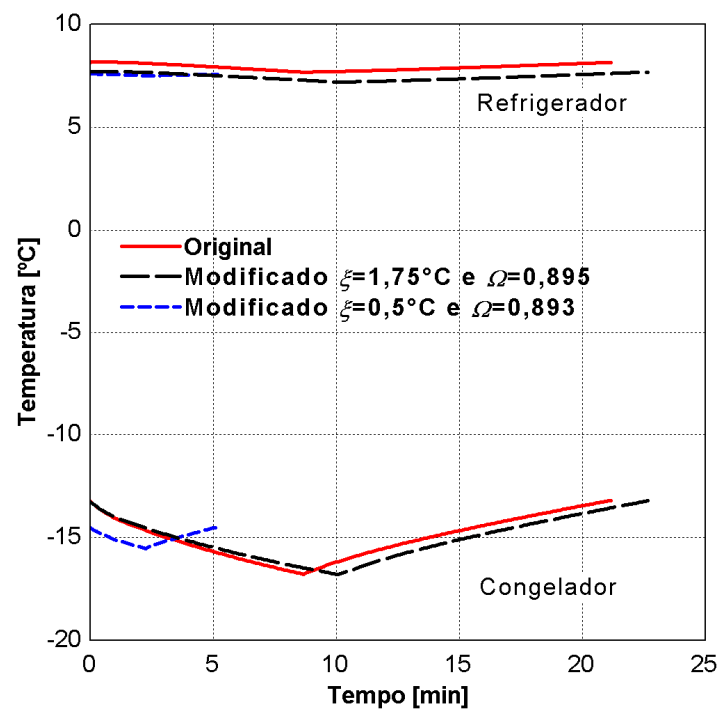


Figura 4.30 Transiente de temperaturas dos compartimentos refrigerados: versão original vs. modificada

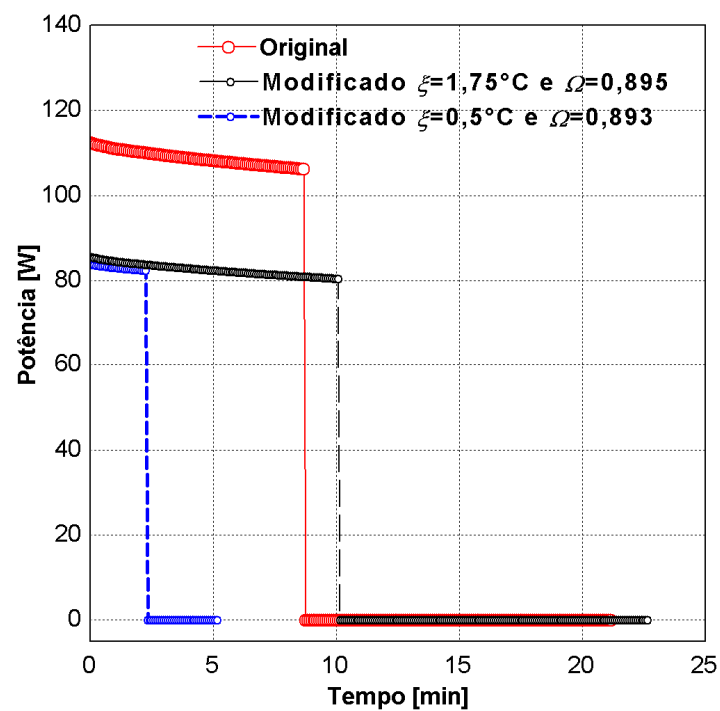


Figura 4.31 Variação da potencia ao longo do tempo: versão original vs. modificada

4.4 Validação da expressão adotada para estimar o fator de funcionamento

No capítulo 3 apresentou-se uma metodologia para estimar o fator de funcionamento. A Figura 4.32 compara o fator de funcionamento calculado versus o experimental para os testes realizados em regime cíclico. Pode-se observar que a estratégia adotada reproduz razoavelmente os dados experimentais, com a maioria das comparações se situando dentro de uma banda de erro de 10%.

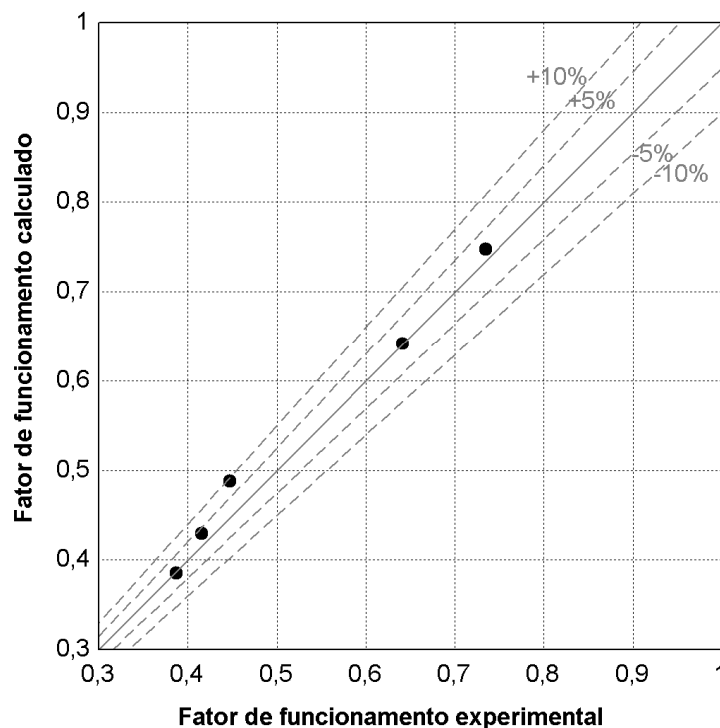


Figura 4.32 Comparação entre o fator de funcionamento experimental vs. calculado de forma algébrica

A estratégia adotada para estimar o fator de funcionamento foi então empregada para estimar o consumo de energia do produto, juntamente com os valores de potência integrados ao longo de quatro ciclos. Os resultados obtidos são mostrados na Figura 4.33.

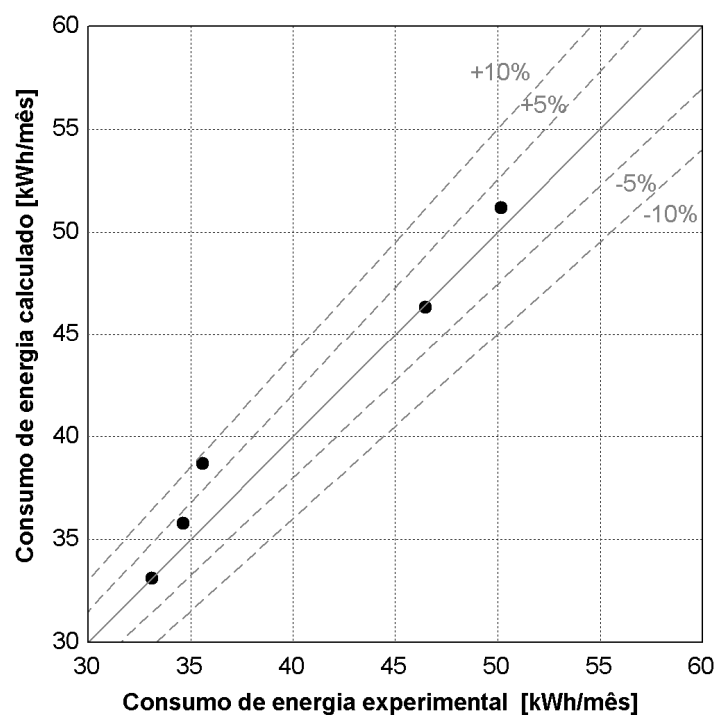


Figura 4.33 Comparação entre o consumo de energia experimental versus calculado utilizando a expressão algébrica para o fator de funcionamento

A Figura 4.33 mostra que a abordagem adotada consegue prever realisticamente o consumo de energia com desvios máximos da ordem de 10%.

CAPÍTULO 5 CONCLUSÕES

5.1 Sobre os objetivos deste trabalho

Uma metodologia simplificada para a simulação do comportamento dinâmico de refrigeradores domésticos do tipo *No-Frost* de dois compartimentos foi desenvolvida. O programa computacional foi quase que totalmente baseado no trabalho de Gonçalves e Melo (2004) e parcialmente no de Hermes e Melo (2006). As análises realizadas mostraram que a modelagem quase-transiente do refrigerador é suficiente para simular satisfatoriamente o comportamento cíclico do refrigerador. Sendo assim, a contribuição é imensa, pois o programa reproduz um teste de consumo de energia em aproximadamente cinco minutos em microcomputadores com apenas um processador.

5.2 Sobre os modelos individuais

Compressor

O compressor foi modelado através de uma abordagem global semi-empírica. Os parâmetros empíricos foram derivados de experimentos realizados com o refrigerador em questão. A potência de compressão foi calculada assumindo-se o processo como isentrópico e utilizando-se um rendimento global. O estado termodinâmico do refrigerante na saída do compressor foi calculado através de um balanço de energia e de uma condutância global.

Trocadores de calor

Os trocadores de calor (condensador e evaporador) foram modelados através do método da efetividade, usando-se uma estratégia global, diferenciada por zonas. Os trocadores foram tratados como um tubo reto, horizontal e com secção transversal constante. Tal simplificação permitiu a determinação da área de cada zona, e eliminou a necessidade de determinação do transiente de temperatura do lado do ar. Comparações com correlações existentes na literatura mostraram ser necessário obter os coeficientes de troca de calor diretamente de análises experimentais realizadas com o refrigerador, objeto desse trabalho.

Trocador de calor tubo capilar linha de sucção

Um modelo algébrico foi desenvolvido com o intuito de evitar problemas de convergência e de elevado custo computacional. O tubo capilar foi modelado separadamente da linha de sucção. Experimentos foram realizados com o refrigerador em questão com o intuito de aproximar os resultados do modelo das condições reais de funcionamento do produto. Tal estratégia reduziu em muito o tempo computacional, sem prejudicar a qualidade da modelação.

Compartimentos refrigerados

Os compartimentos foram modelados levando-se em conta os efeitos dinâmicos do gabinete. Foram considerados efeitos de: condução de calor através das paredes, transmissão de calor pelas bordas, geração de calor interna e infiltração de ar. Além disso, empregou-se uma metodologia para determinação das inércias térmicas dos acessórios, o que permitiu que os tempos de compressor ligado e desligado fossem estimados mais realisticamente.

5.3 Sobre a metodologia de solução

O programa de simulação em questão, de natureza quase-transiente, foi desenvolvido admitindo-se que a inércia térmica do gabinete era muito maior do que a do sistema. A estratégia empregada para o cálculo da temperatura de mistura T_M foi considerada satisfatória, tendo em vista os resultados obtidos para as temperaturas dos compartimentos refrigerados.

5.4 Sobre os resultados comparativos, a análise de sensibilidade e possíveis melhorias

Em regime permanente, o programa desenvolvido previu o consumo de potência com um desvio máximo de 5% em relação aos dados experimentais. Uma boa concordância também foi encontrada nas estimativas de outros parâmetros do sistema, como as temperaturas dos compartimentos refrigerados e as pressões de condensação e evaporação.

O consumo de energia nas quatro posições máximas de controle, QQ, FF, FQ e QF, também foi reproduzido pelo modelo com erros inferiores de 10%. Nas mesmas posições de controle, o programa também conseguiu reproduzir com um razoável nível de concordância a temperatura no interior dos compartimentos refrigerados. O transiente de potência ao longo do tempo também foi reproduzido pelo modelo, com deficiência apenas nos momentos iniciais de operação do compressor.

Uma análise de sensibilidade do modelo, utilizando alguns parâmetros de projeto, foi também realizada. Ficou evidente que o modelo é capaz de verificar, de uma forma rápida e eficaz, o efeito da variação de um determinado parâmetro sobre o desempenho do sistema. Modificações foram propostas no refrigerador original, os quais indicaram que o consumo de energia do produto poderia ser reduzido em até 18,75%.

Por fim, uma equação algébrica semi-empírica para o fator de funcionamento sensível ao termostato foi proposta a qual gerou erros inferiores à 10% em relação aos dados experimentais.

5.5 Sugestões para trabalhos futuros

O modelo desenvolvido pode ainda ser melhorado ou mais abrangente, razão pela qual se sugere a realização dos seguintes trabalhos:

- a) Modelar testes de consumo de energia com pacotes de tylose (Norma 8561, 1995). Os pacotes alteram a dinâmica do gabinete além de alterar a vazão de ar insuflada no congelador devido a uma maior perda de carga.
- b) Substituir os parâmetros empíricos obtidos com dados experimentais do refrigerador em câmara termodinâmica com expressões mais generalizadas. Dessa forma, os modelos poderiam apresentar uma maior sensibilidade com a variação dos parâmetros investigados.
- c) Investigar a aplicabilidade da modelagem quase-transiente usando no sistema uma válvula de expansão automática e um compressor com rotação variável. Objetiva-se com isso fazer com que o sistema procure trabalhar com máxima performance para uma determinada carga térmica e para determinados componentes instalados no sistema. Neste caso, como alterar o grau de restrição do sistema e a rotação do compressor altera o grau de superaquecimento do evaporador, torna-se indispensável a modelagem do inventário de massa, substituindo a imposição do grau de superaquecimento.

d) Acoplar o processo de formação de gelo e investigar uma melhor lógica de degelo. Para refrigeradores do tipo No-Frost, a formação de gelo no evaporador impacta negativamente na transferência de calor deste componente, além de aumentar a perda de carga, reduzindo a vazão de ar. Com isso, pode-se aumentar a eficiência do processo de degelo dimensionando melhor a potência dissipada pelas resistências e assim diminuindo a quantidade de carga térmica gerada nesse processo.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Björk E, Palm B, 2005, Refrigerant mass charge distribution in a domestic refrigerator. Part I: Transient conditions, *Applied Thermal Engineering*, pp.829-837
- Boughton BE, Clausing AM, Newell TA, 1996, An investigation of household refrigerator cabinet thermal loads, *HVAC & Research*, vol. 2 No. 2, pp. 135-148
- Churchill SW, 1977, Friction factor equations spans all fluid flow regimes, *IIR International Congress of Refrigeration*, Madrid, Spain
- Churchill SW, Chu HHS, 1975, Correlation equations for laminar and turbulent free convection for a vertical plate, *International Journal of Heat Transfer and Mass Transfer*, Vol 18, pp.1323-1329
- Coulter WH, Bullard CW, 1995, An experimental analysis of cycling losses in domestic refrigerator-freezers, June ACRC TR-061, University of Illinois, Air Conditioning and Refrigeration Center
- Davis GL., Scott TC., 1976, Component modeling requirements for refrigeration system simulation: large effort, little effect, Compressor Technology Conference at Purdue, West Lafayette-IN, USA, pp.401-408
- Ding G, Zhang C, Lu Z., 2004, Dynamic simulation of natural convection bypass two-circuit cycle refrigerator-freezer and its application Part I: Component models, *Applied thermal engineering*, pp.1513-1524
- Ding G, 2007, Recent developments in simulation techniques for vapour-compression refrigeration systems, *International journal of refrigeration*, pp. 1119-1133.
- Eletrobrás, 2009, Relatório anual e demonstrações contábeis 2008, <http://www.eletrobras.com>
- Fauske HK, 1962, Contribution to the theory of the two-phase, one component critical flow, Argonne National Laboratory, USA

- Gnielinski, V., 1976, "New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe channel flow", International Chemical Engineering, vol. 16, pp. 359-368.
- Goncalves JM, Melo C, 2004, Experimental and numerical steady-state analysis of a top-mount refrigerator, Int. Refrigeration Conference at Purdue, West Lafayette, USA, R078
- Goodson MP, Bullard CW, 1994, Refrigerator/Freezer system modeling, August ACRC TR-061, University of Illinois, Air Conditioning and Refrigeration Center
- Gosney W B, 1982, Principles of refrigeration, Cambridge university press, New York, NY USA
- Gupta JK, Gopal MR, Chakraborty S, 2007, Modeling of a domestic frost-free refrigerator, International Journal of refrigeration, pp. 311-322
- Hermes CJL, 2006, Uma metodologia para a simulação numérica de refrigeradores domésticos com movimentação forçada de ar, Tese de doutorado submetida a Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis SC
- Hoke JL, Clausing A. M., Swofford TD, 1997, Convective heat transfer from wire-on-tube heat exchangers, Transactions of ASME vol 119, may 1997, pp.348-356
- Hrones JA, 1942, The analysis of a continuous process by discontinuous step method, Trans. ASME, pp. 753-757
- Incropera FP, De Witt D P, 1981, Fundamentals of heat and mass transfer, John Wiley & Sons, New York, NY, USA
- IPEA, 2000, Instituto de Pesquisa Econômica Aplicada, IPEADATA Online, <http://ipeadata.gov.br>, acessado em maio de 2009.
- International Standards Organization. 1985, Household frost free refrigerating appliances - Refrigerators with or without low temperature compartment - characteristics and test methods. ISO 7371. Geneva, Switzerland
- International Standards Organization, 1995, Household frost free refrigerating appliances - Refrigerators, refrigerator-freezers, frozen food storage cabinets and food freezers

- cooled by internal forced air circulation - characteristics and test methods. ISO 8561. Geneva, Switzerland
- Karatas, H., Dirik, E., Derbentli, T., 1996, An experimental study of air-side heat transfer and friction factor correlations on domestic refrigerator finned-tube evaporator coils, Eighth International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, West Lafayette, Indiana – USA, July 25-28.
- Klein F H, Melo C, Marques M E, 1999, Steady-State Simulation of an all refrigerator, 20th International Congress of Refrigeration, Sydney, Australia, Vol. III, Paper 073
- Krause PE, Bullard CW, 1994, Cycling and quasi-steady behavior of a refrigerator, July ACRC TR-058, University of Illinois, Air Conditioning and Refrigeration Center
- Koury R N N, Machado L, Ismail K A R, 2001, Numerical simulation of a variable speed refrigeration system, International journal of refrigeration, pp. 192-200
- Lee T-H, Yun J-Y, Lee J-S, Park J-J, 2000, Determination of airside heat transfer coefficient on wire-on-tube type heat exchanger, International Journal of Heat and Mass Transfer 44, pp.1767-1776
- Lee T-H, Lee J-S, Oh S-Y, Lee M-Y, 2002, Comparison of air side heat transfer coefficients of several types of evaporators of household freezer/refrigerators, Ninth International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, West Lafayette, Indiana – USA, July 16-19.
- Lim JS, Bejan A, 1994, Two fundamental problems of refrigerator thermal insulation design, Heat Transfer Engineering, vol. 15 No. 3, pp. 35-41
- Lu Z, Ding G, 2005, Temperature and time-sharing running combination control strategy of two-circuit cycle refrigerator-freezer with parallel evaporators, Applied Thermal Engineering 26, pp. 1208-1217, Shanghai, China
- Lunardi MA, 1991, Simulação numérica do comportamento dinâmico de refrigeradores domésticos, Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil

- Maliska CR, 2004, Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional, 2ª edição, editora LTC, Rio de Janeiro, RJ, Brasil
- Melo C, Ferreira RTS, Negrão COR, Pereira RH, 1988, Dynamic behaviour of vapour compression refrigerator: a theoretical and experimental analysis, IIR/IIF Meeting at Purdue, West Lafayette, IN, USA, pp. 98-106
- Melo C, Piucco RP, Boeing J, 2006, Avaliação in-locco do desempenho de sistemas de distribuição de ar em refrigeradores no-frost, Proceedings of the 11th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering - ENCIT 2006, paper CIT06-0454, Curitiba, PR, Brazil
- Mezavila MM, Melo C, 1996, CAPHEAT: An homogeneous model to simulate refrigerant flow through non-adiabatic capillary tubes, Int. Refrigeration Conference at Purdue, West Lafayette, USA, pp. 95-100
- Negrão COR, Melo C, 1999, Shortcomings of the numerical modeling of capillary tube-suction line heat exchangers, Int. Congress of Refrigeration, Sydney, Australia, CD-ROM
- Porter KJ, Bullard CW, 1992, Modeling and sensitivity analysis of a refrigerator/freezer system, December ACRC TR-031, University of Illinois, Air Conditioning and Refrigeration Center
- Procel, 2008, Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica, Procel Online, <http://www.eletrobras.com/elb/procel>, acessado em maio de 2009
- Pereira LG, Hermes CJL, Melo C, Gonçalves JM, Duarte PO, 2007, Modelação Algébrica Semi-Empírica de Tubos Capilares Não-Adiabáticos, IX Congresso Iberoamericano de Aire Acondicionado y Refrigeración CIAR, Lima, Peru
- Pöttker G, Melo C, 2006, Estudo da interação entre carga de refrigerante, grau de abertura do dispositivo de expansão e rotação do compressor em sistemas de refrigeração de pequeno porte, Proceedings of the 11th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering ENCIT, paper CIT06-0448, Curitiba, PR, Brazil

- Rogers S, Tree D R, 1991, Algebraic modelling of components and computer simulation of refrigerator steady state operation, Proceedings of the 18th International Congress of Refrigeration, Aug. 10-17, Montreal, Canada, Vol. III, pp. 1225-1230
- Schmidt AC, 1994, Desenvolvimento de modelo matemático de dimensionamento de evaporadores no-frost, Relatório Interno, Multibrás S.A. Eletrodomésticos, Joinville, SC, Brasil
- Schmidt TE., 1949, Heat transfer calculations for extended surfaces, Refrigerating Engineering, pp. 351-357.
- Srichai PR, Bullard CW, 1997, Two-speed compressor operation in a refrigerator/freezer, July ACRC TR-0, University of Illinois, Air Conditioning and Refrigeration Center
- Stoecker WF, 1971, Generalized program for steady-state simulation, ASHRAE Trans., Vol 77(1), pp. 140-148
- Sugalski A, Jung D, Radermacher R, 1991, Quasi-transient simulation of domestic refrigerators, 18th International congress of refrigeration, vol 3, pp.1244-1249
- Topping , Vineyard EA, 1982, Field Test of a High Efficiency, Automatic-Defrost Refrigerator Freezer, Ashrae Semi-Annual Meeting, Toronto, Canada
- Vineyard EA, Stovall TK, Wilkes KE, Childs KW, 1998, Superinsulation in refrigerators and freezers, Ashrae Transactions, vol. 104 No. 2, pp.1126-1134
- Wilkes KE, Gabbard WA, Weaver FJ, 2000, Aging of polyurethane foam insulation in simulated refrigerator panels – two year results with third-generation blowing agents, Polyurethanes Conference, Boston MA
- Yilmaz T, Unal S, 1996, General equations for the design of capillary tubes, ASME J. of Fluids Eng., 118

APÊNDICE I

CARACTERÍSTICAS DO REFRIGERADOR

As especificações gerais do fabricante do refrigerador utilizado no presente trabalho são mostradas a seguir:

Modelo: Whirlpool Kenmore TM 21, 2 portas

Tipo degelo: automático

Volume interno: Freezer 180L e Refrigerador 430L

Dimensões externas: 1,721 X 0,825 X 0,768 m – (A X L X P)

Tensão elétrica: 115V – 60 Hz

Carga de fluido refrigerante: 113g de HFC-134a

As principais características dos componentes do refrigerador e do gabinete são indicados a seguir:

Compressor

Modelo: Embraco EGY 60HLP

Tipo: hermético alternativo

Volume do cilindro: 5,56 cm³

Rotação: 60 Hz

Diâmetro do passador de sucção: 6,50 mm

Diâmetro do passador de descarga: 6,50 mm

Diâmetro do passador de processo: 6,50 mm

Diâmetro do pistão: 22,5 mm

Curso: 7,0 mm

Tipo de óleo: ISO10

Massa total (com óleo): 10,75 kg

Trocador de calor tubo capilar linha de sucção

Tipo: Lateral

Material: Cobre

Diâmetro externo do capilar: 1,90 mm

Diâmetro interno do capilar: 0,71mm

Diâmetro externo da linha de sucção: 7,94 mm
Diâmetro interno da linha de sucção: 7,14 mm
Comprimento total do tubo capilar: 2,935 m
Comprimento da região de entrada: 0,346 m
Comprimento do trocador de calor: 2,433 m

Condensador

Tipo: arame-sobre-tubo
Material: aço
Ângulo de ataque sobre os arames: 45°
Comprimento da serpentina: 7,2 m
Comprimento dos arames: 0,42 m
Diâmetro externo do tubo: 4,75 mm
Diâmetro interno do tubo: 3,37 mm
Diâmetro de curvatura: 4,35 cm
Diâmetro dos arames: 0,00137 m
Número de arames: 122
Número de passes da serpentina: 18
Largura do condensador: 0,4 m
Vazão de ar: 95,14 m³/h (56 CFM)

Evaporador

Tipo: tubo-aleta
Material: alumínio
Diâmetro interno do tubo: 6,55 mm
Diâmetro externo do tubo: 7,94 mm
Distância entre aletas: 0,635 mm
Espaçamento transversal entre tubos: 11,10 mm
Espaçamento longitudinal entre tubos: 20,14 mm
Número de passes de tubo: 20
Dimensões das aletas maiores: 182,7 X 5,95 X 0,1016 mm (A X P X espessura)
Dimensões das aletas menores: 146,2 X 5,95 X 0,1016 mm (A X P X espessura)
Número de aletas grandes: 36
Número de aletas pequenas: 36
Largura do trocador: 0,5852 m
Vazão de ar: 51m³/h (30 CFM)

Gabinete

Volume congelador: 180L

Volume refrigerador: 430L

Volume do plenum: 21,6L

Dimensões externas: 1663,7 X 825,5 X 768,60 mm (A X L X P)

Dimensões internas do congelador: 519,11 X 717,54 X 625,48 mm (A X L X P)

Dimensões internas do refrigerador: 1035,05 X 717,54 X 628,65 mm (A X L X P)

Espessura do congelador: 53,98 mm

Espessura do fundo do congelador: 57,15 mm

Espessura do refrigerador: 53,98 mm

Espessura da gaxeta: 15,9 mm

Espessura da travessa: 50,80 mm

Isolamento: poliuretano expandido com R245fa

Vazão nominal de ar no congelador: 45,88 m³/h (27 CFM)

Vazão nominal de ar no refrigerador: 5,10 m³/h (3 CFM)

APENDICE II

APARATO EXPERIMENTAL UTILIZADO

Uma câmara de testes, construída de acordo com as especificações da norma ISO 8561 (1995), foi utilizada para a realização dos experimentos (ver Figura II.1).

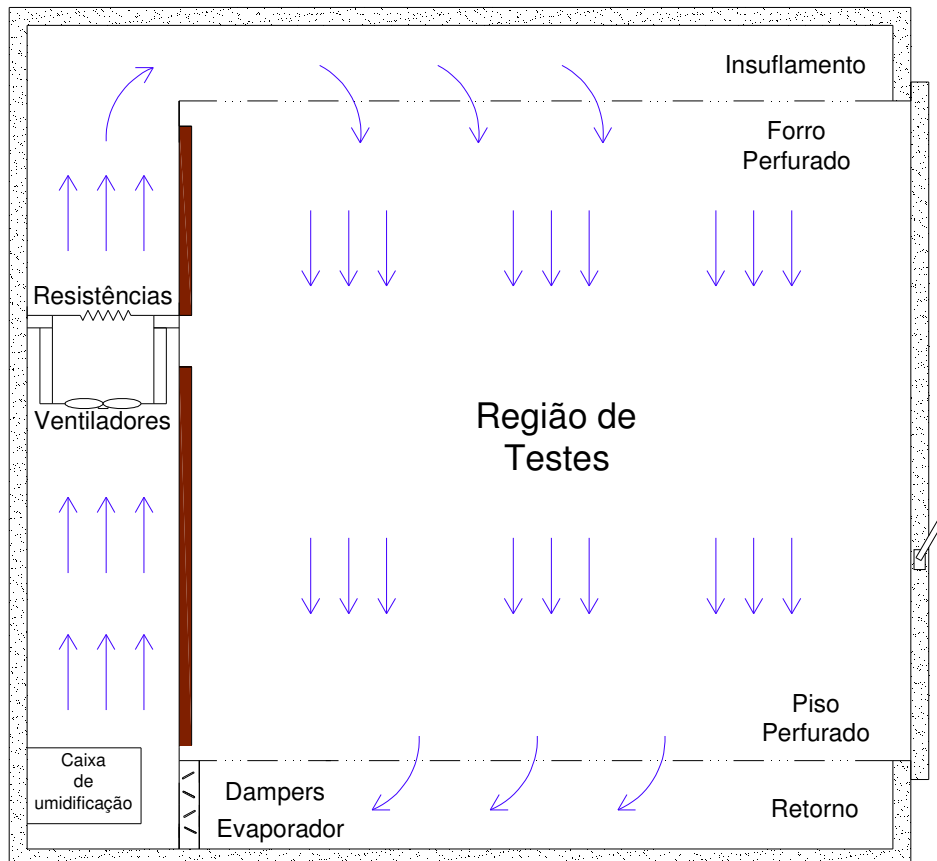


Figura II.1 Vista lateral da câmara de testes

A velocidade do ar em qualquer parte da região de testes não deve ser superior a 0,25m/s e também não deve ser nula. Além disso, o gradiente de temperatura no sentido vertical não deve ser superior a 2°C/m (ISO 7371, 1985). Para tanto são empregados um conjunto de ventiladores, um teto perfurado e um damper de by-pass, como ilustrado na Figura II.1 e na Figura II.2.

Uma unidade de ar condicionado do tipo “split system” é utilizada para resfriar e desumidificar o ar. Uma resistência elétrica, controlada por um PID, é utilizada para aquecer o fluxo de ar. A umidade relativa do ar é controlada por uma resistência elétrica imersa numa bandeja de umidificação. A potência de tal resistência é controlada por um PID, de

acordo com um sinal recebido de um sensor capacitivo localizado na parte superior da câmara.

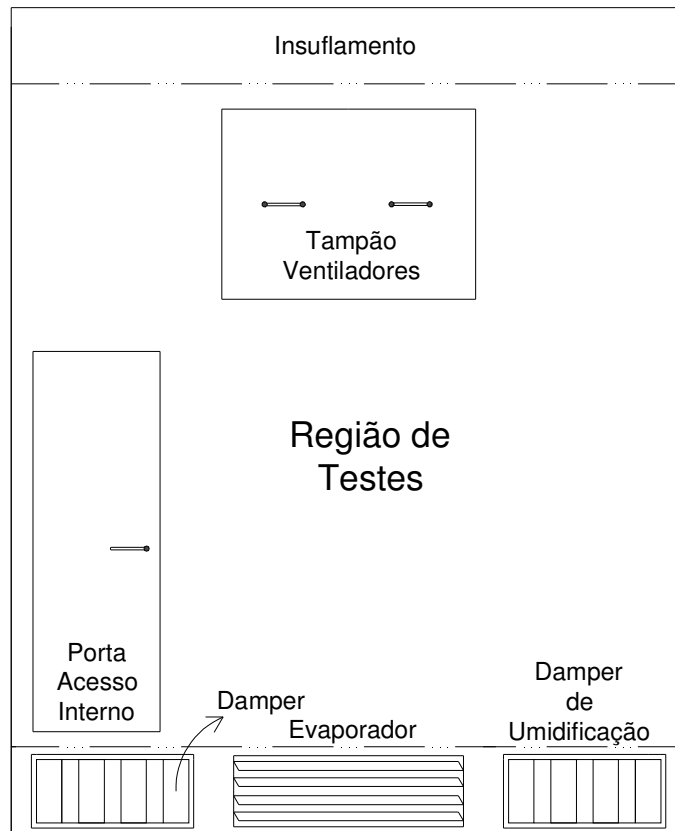


Figura II.2 Vista frontal e em corte da câmara de testes

A câmara possui um sistema de aquisição de dados ligado a um computador digital que permite o monitoramento de sinais de pressão, temperatura, umidade, potência, fluxo de massa, além de variáveis de natureza elétrica. As pressões de alta e baixa foram lidas respectivamente por transdutores de pressão absoluta de 20 bar e 10 bar, instalado como mostrado na Figura II.3.

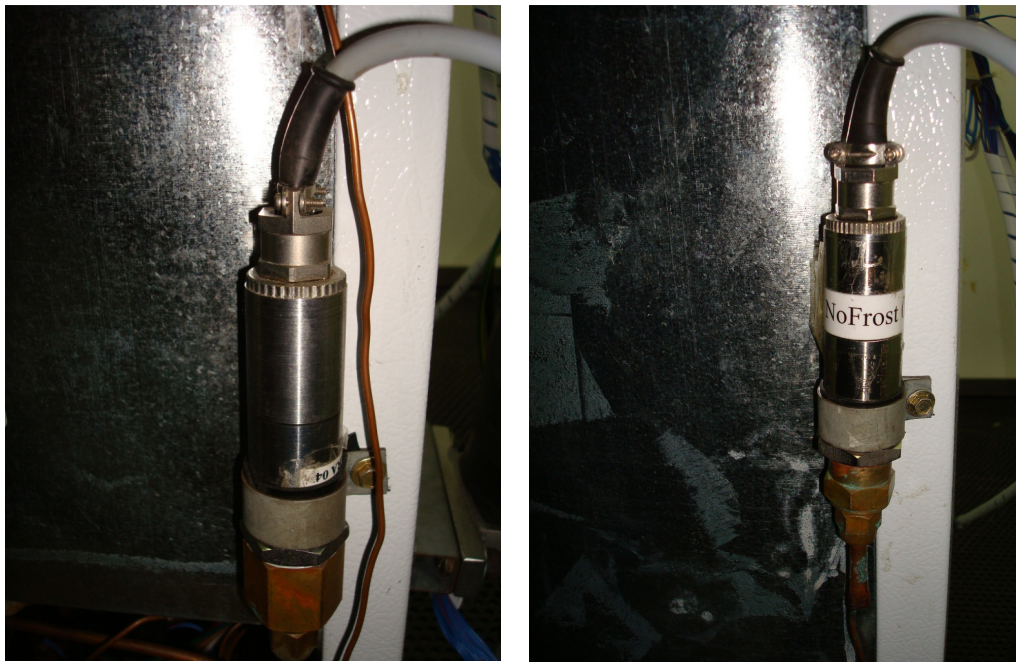


Figura II.3 Transdutores de pressão instalados no refrigerador

A temperatura foi medida através de termopares do tipo T, conectados a placas de compensação que por sua vez eram interligadas ao barramento do sistema de aquisição.

As temperaturas nos diversos pontos do refrigerador foram obtidas através de termopares colocados diretamente em contato com a superfície. Para atenuar eventuais erros de medição fixou-se 2 cm do termopar na superfície e colocou-se pasta térmica na junta de medição. A temperatura do ar na entrada e na saída dos trocadores de calor foi medida através de 3 termopares (ver Figura II.4 e Figura II.5).

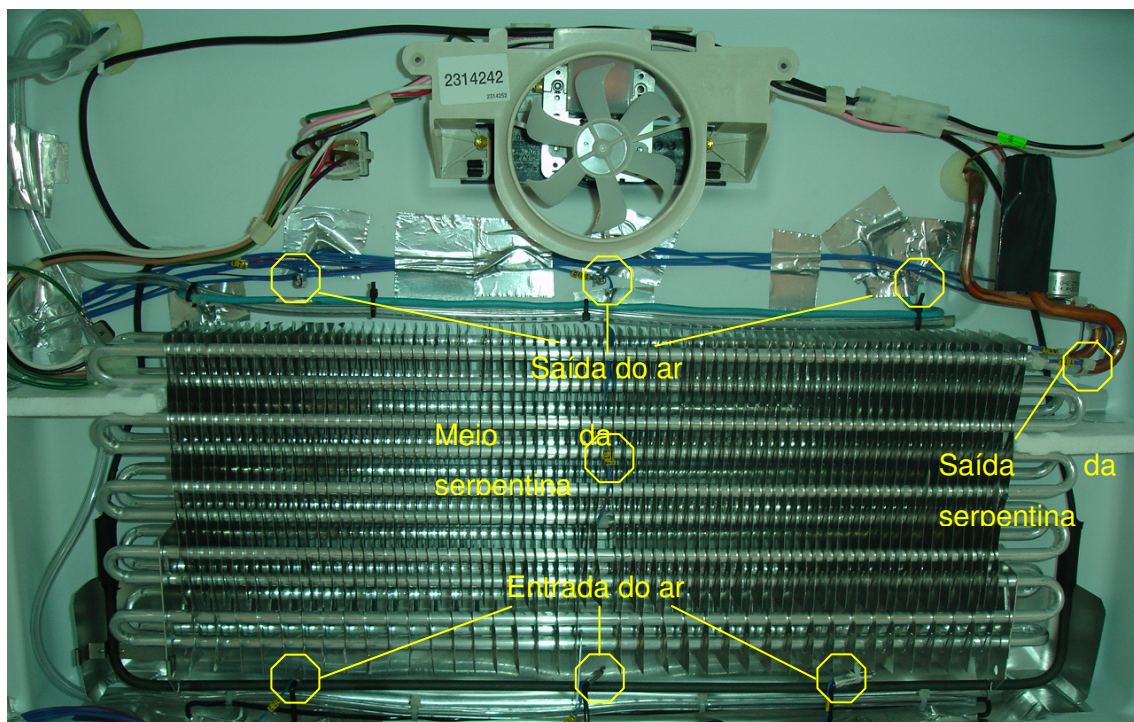


Figura II.4 Disposição dos termopares no evaporador



Figura II.5 Disposição dos termopares no condensador

O evaporador está instalado atrás da capa do plenum, onde existe um ventilador axial de 3,0 W para promover a circulação de ar no interior do gabinete. O condensador fica posicionado na parte inferior do refrigerador onde também existe um ventilador axial de 3,0 W de potência. O ventilador do condensador descarrega mais de 70% da vazão na parte traseira do refrigerador e o restante na parte frontal, auxiliando o processo de eliminação da água proveniente do processo de degelo (ver Figura II.6).

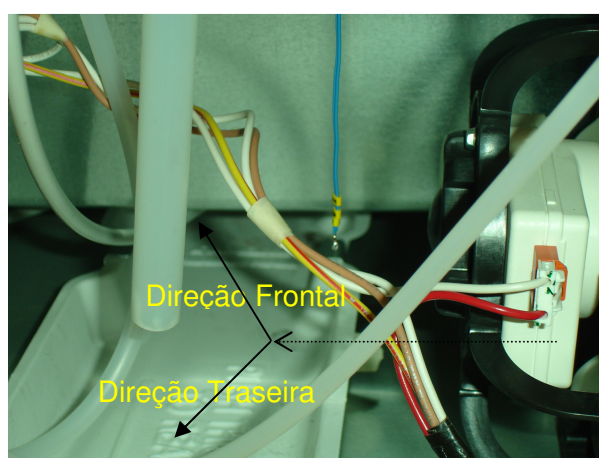


Figura II.6 Região inferior do refrigerador

A temperatura do ar no interior do gabinete foi variada mediante a ação de resistências elétricas convenientemente distribuídas no interior de cada compartimento. Foram instaladas quatro resistências de 15W no interior do congelador e cinco no interior do refrigerador, além de duas resistências de 5 W nas gavetas de verduras. A Figura II.7 mostra a posição das resistências elétricas e dos termopares instalados no compartimento congelador. A temperatura de entrada do ar no congelador foi medida com dois termopares localizados nos furos superiores da torre de distribuição de ar nos compartimentos. A

temperatura de retorno do ar do congelador foi medida com dois termopares localizados nos orifícios inferiores da capa do plenum (ver Figura II.8).

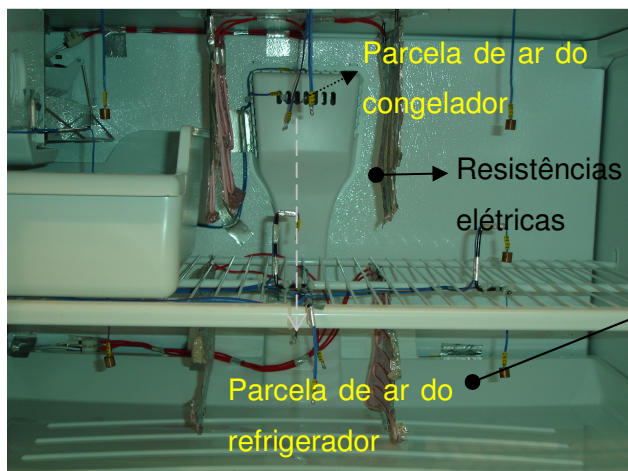


Figura II.7 Posição dos termopares e das resistências elétricas no interior do congelador

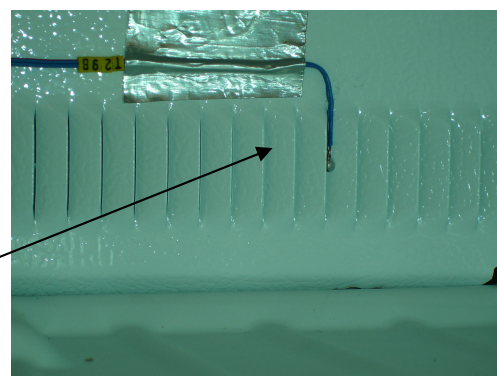


Figura II.8 Orifício de retorno do ar ao evaporador

Ao todo foram instalados treze termopares no congelador e 14 termopares no refrigerador. Para distribuí-los optou-se por dividir o espaço disponível em volumes imaginários igualmente espaçados, e, colocando-os no centro geométrico de cada volume. A Figura II.9 e a Figura II.10 mostram a localização dos termopares no compartimento congelador, divididas por parte superior, meio e inferior.

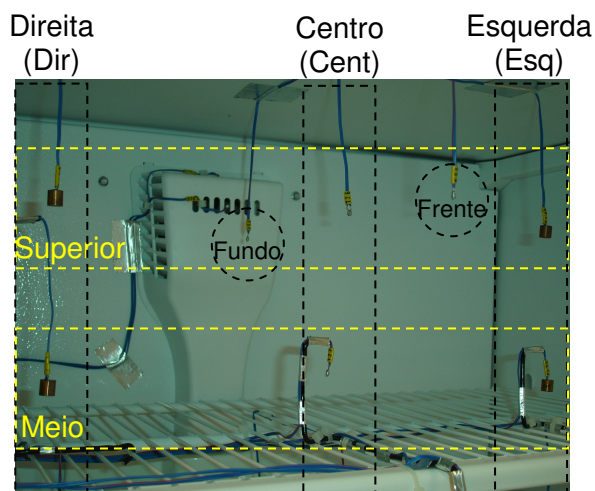


Figura II.9 Posicionamento de termopares nos níveis superior e do meio do congelador

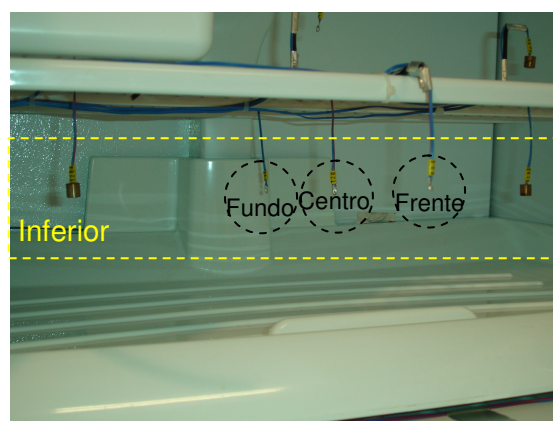


Figura II.10 Posicionamento de termopares no nível inferior do congelador

Três dos quatorze termopares foram colocados na parte superior, meio e inferior da porta do compartimento refrigerador. Os demais foram colocados nas prateleiras 1, 2 e 3 e na gaveta das verduras.

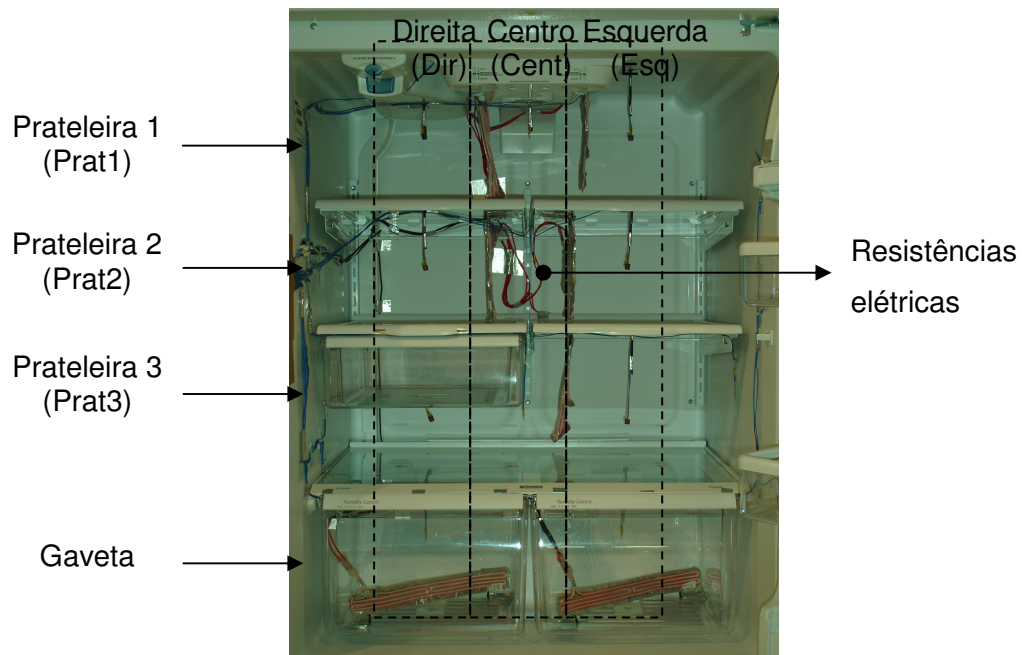


Figura II.11 Posição dos termopares no interior do refrigerador

Termopares foram também instalados nas aberturas de retorno do ar e no duto de insuflamento do ar no compartimento refrigerado, como indicado na Figura II.12. O duto de insuflamento permite que ar frio entre primeiramente numa caixa contendo um damper de regulação de vazão e também o termostato do sistema, antes de adentrar no compartimento refrigerador. O retorno do ar localiza-se na lateral dessa caixa, de forma que antes de ser novamente resfriado pelo evaporador acaba havendo uma mistura com o ar de retorno do congelador.

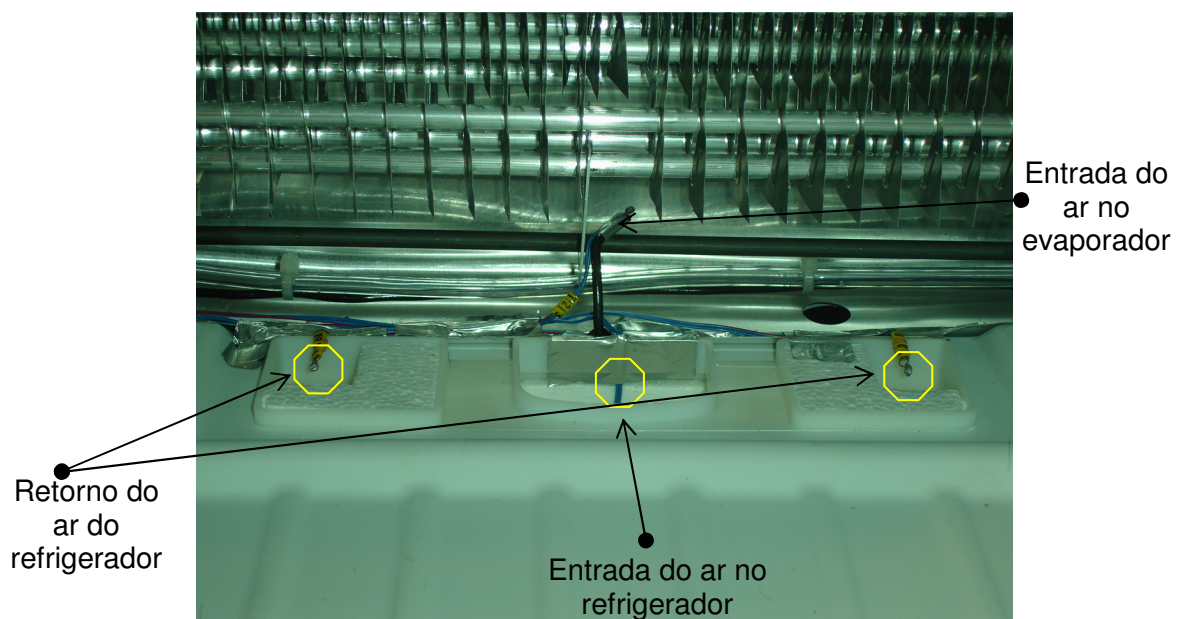


Figura II.12 Temperaturas do ar na entrada e saída do compartimento

As temperaturas do fluido refrigerante na sucção e descarga do compressor foram medidas por termopares fixados nas tubulações e à 10 cm da carcaça. A temperatura do ar em torno do compressor foi admitida como igual a da saída do condensador.

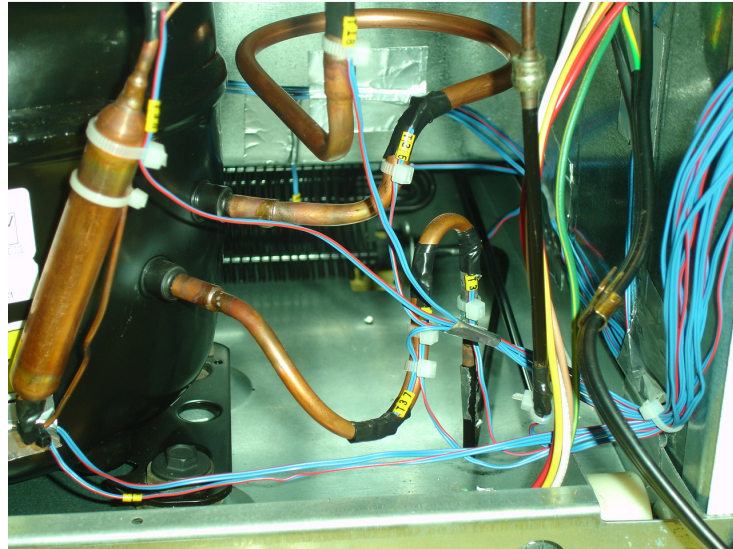


Figura II.13 Medição de temperatura na entrada e saída do compressor

A temperatura da carcaça do compressor foi monitorada através de um termopar fixado na altura da coluna do óleo (ver Figura II.14).

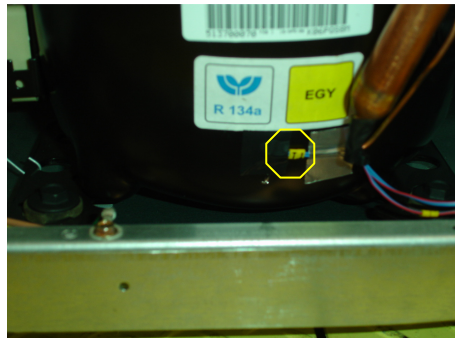


Figura II.14 Medição de temperatura na carcaça do compressor

Um medidor de vazão mássica do tipo Coriolis foi instalado na descarga do compressor, sendo regulado para medir vazões de 0 à 10 kg/h. Tal transdutor foi fixado diretamente na parede do refrigerador e isolado com manta térmica (ver Figura II.15).



Medidor de
vazão do tipo
Coriolis

Figura II.15 Medidor de vazão mássica instalado na descarga do compressor

Ao longo deste trabalho, optou-se por não utilizar o tubo de aquecimento da flange (TAF). Tal tubo conecta a saída do condensador à entrada do filtro secador, e tem por função evitar problemas de condensação de vapor d'água nas superfícies do refrigerador.

A câmara de testes é ainda equipada com medidores de corrente e tensão, da marca Yokogawa, e com fundo de escala de 1000 W. Isso permitiu a medição da potência dissipada pelas resistências elétricas em cada compartimento. A medição da potência consumida pelo compressor e pelos ventiladores internos foi medida através de um watímetro da marca Yokogawa, modelo WT230. Esse equipamento integra a potência consumida em intervalos de tempo muito menores ao do sistema de aquisição, sendo assim mais preciso e, portanto, melhor para testes dinâmicos.

APÊNDICE III

TESTES DE REFERÊNCIA E DE DETERMINAÇÃO DA CARGA DE REFRIGERANTE

Introdução

Após a descrição dos componentes e da instrumentação empregada, foram realizados alguns experimentos. Primeiramente, foram realizados dois testes sem qualquer modificação no produto, para servir de referência. Posteriormente foram instalados um medidor de fluxo de massa e dois transdutores de pressão ao mesmo tempo em que o TAF era eliminado. Após tais modificações, foram realizados testes para identificação da carga de refrigerante.

Teste de referência

O refrigerador, devidamente instrumentado, foi regulado na posição FF (máximo frio no congelador e no refrigerador) e colocado na câmara de testes a 32°C. Antes do início dos testes o refrigerador foi mantido no interior da câmara de testes com portas abertas por um período de doze horas para permitir a homogeneização das temperaturas. A Figura III.1 mostra o comportamento das temperaturas no interior do compartimento congelador, ao longo dos quatro dias de teste.

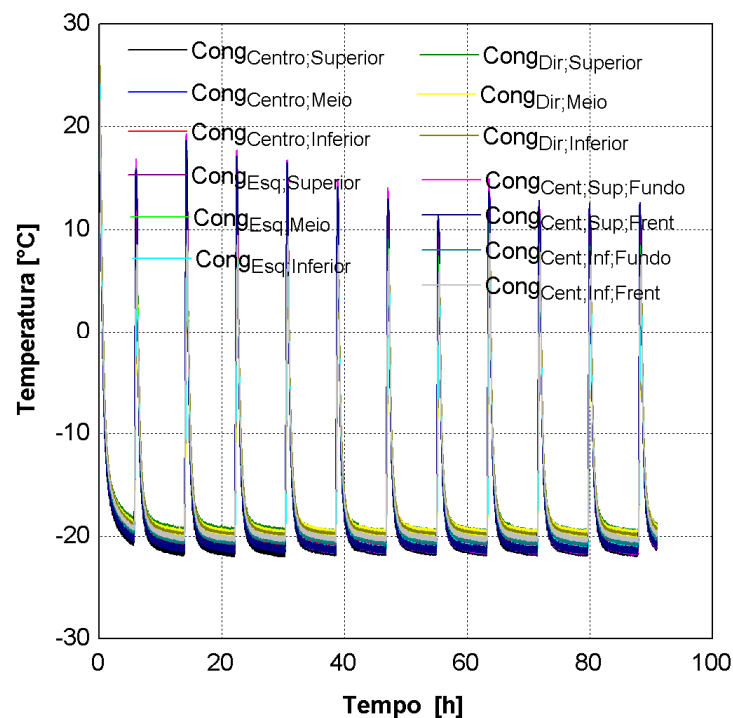


Figura III.1 Temperaturas no interior do congelador

Pode-se perceber que não existe uma estratificação significativa de temperatura no interior do congelador. A menor temperatura foi indicada pelo termopar colocado no centro da região superior, enquanto que os termopares colocados no lado direito indicaram sempre maiores valores de temperatura. A diferença entre os valores máximos e mínimos de temperatura se situou em torno de 2°C. Nas análises subseqüentes o termopar colocado no centro da região central foi tomado como referência para indicar a temperatura do compartimento congelador.

A Figura III.2 mostra a distribuição de temperatura do ar no interior do compartimento refrigerado, ao longo dos quatro dias de teste. Pode-se observar que os maiores valores de temperatura foram indicados pelos termopares posicionados no lado direito e esquerdo da prateleira 1 e na região superior da porta. Por outro lado, os termopares posicionados nos lados direito e esquerdo da prateleira 3 forneceram os mesmos valores de temperatura. As temperaturas nas duas gavetas, situadas na parte inferior do refrigerador, também são idênticas entre si e aproximadamente iguais a da prateleira 2. A temperatura da região central da prateleira 2 foi considerada como referência para esse compartimento.

A Figura III.3 mostra o comportamento das temperaturas de referência nos dois compartimentos juntamente com o consumo de potência ao longo de um ciclo de operação. Através da inspeção da Figura III.3, pode-se concluir que o compressor e os ventiladores consomem, em média, 98W, o ice maker 178W e as resistências de degelo 422W. As resistências de degelo atuam durante 13 minutos e 10 segundos, sempre após a parada do

compressor. O ice maker funciona durante 1 minuto e 40 segundos, em intervalos de 16 minutos e 50 segundos, o que significa que ele atua, em média, 50 vezes ao longo de um ciclo.

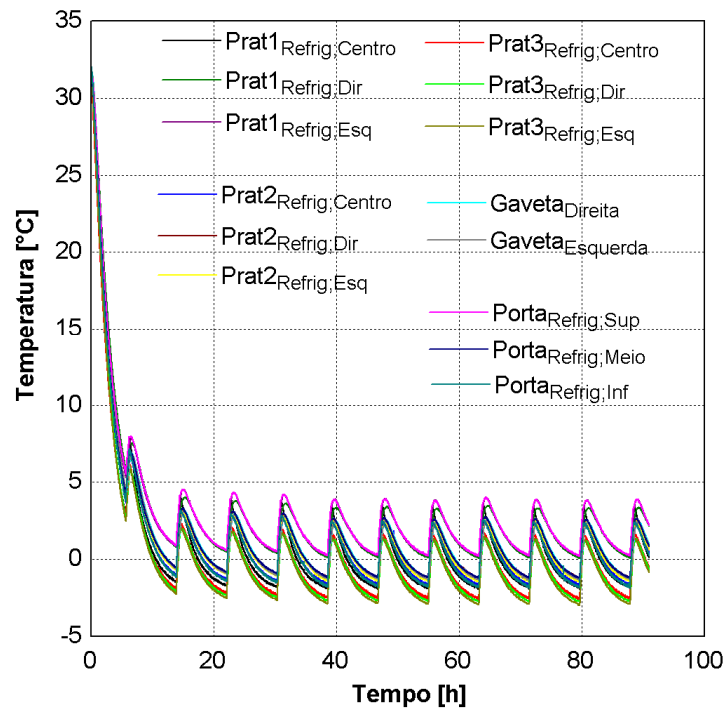


Figura III.2 Oscilação de temperatura no interior do refrigerador

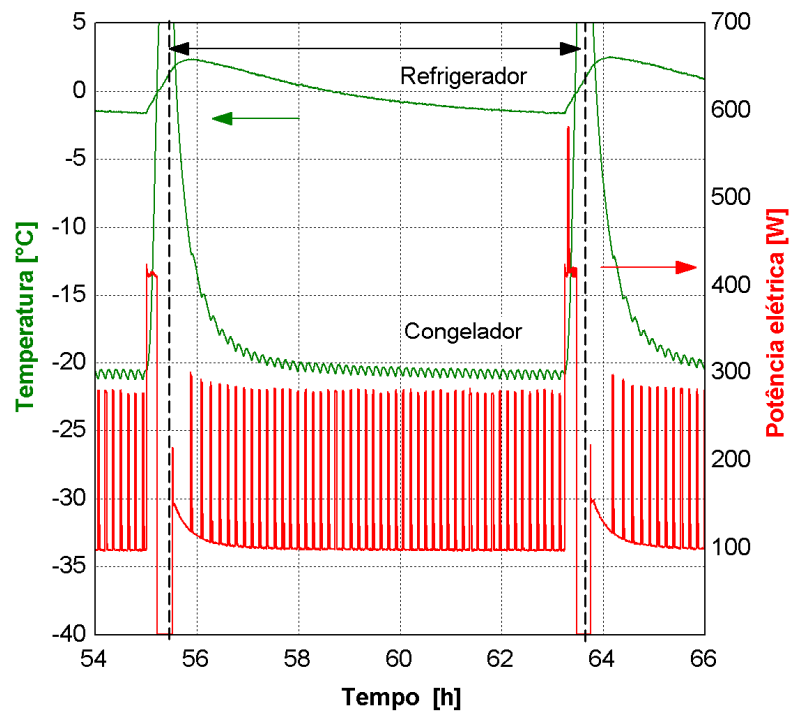


Figura III.3 Temperatura no interior dos compartimentos e potência com ice maker

Percebeu-se também que o período de um ciclo foi de 8 horas e 13 minutos, com 7 horas e 43 minutos de compressor ligado, o que dá origem a um fator de funcionamento de 93%. Além disso, percebeu-se que a temperatura do refrigerador varia entre $2,2^{\circ}\text{C}$ à $-1,4^{\circ}\text{C}$, ao longo do ciclo. Nota-se ainda que existe uma oscilação na temperatura do congelador, da ordem de $0,7^{\circ}\text{C}$, causada pela atuação do ice maker, fato esse não observado no compartimento refrigerador.

As temperaturas em diversos pontos do refrigerador foram também monitoradas e estão apresentadas na Figura III.4. Verifica-se que as temperaturas na sucção, descarga e carcaça do compressor atingem, em média, valores de 36°C , 67°C e 59°C . Percebe-se que o sistema opera com uma temperatura de evaporação da ordem de -26°C e com um superaquecimento menor que 1°C na saída do evaporador.

A partir da temperatura na saída do condensador, da ordem de 43°C , e das temperaturas na entrada do compressor e na saída do evaporador pode-se inferir que o trocador de calor interno trabalha com uma efetividade de temperatura de aproximadamente 90%. Observa-se ainda que a temperatura do refrigerante na saída do TAF é $1,5^{\circ}\text{C}$ inferior a temperatura na saída do condensador, o que se reflete num pequeno aumento da carga térmica do refrigerador.

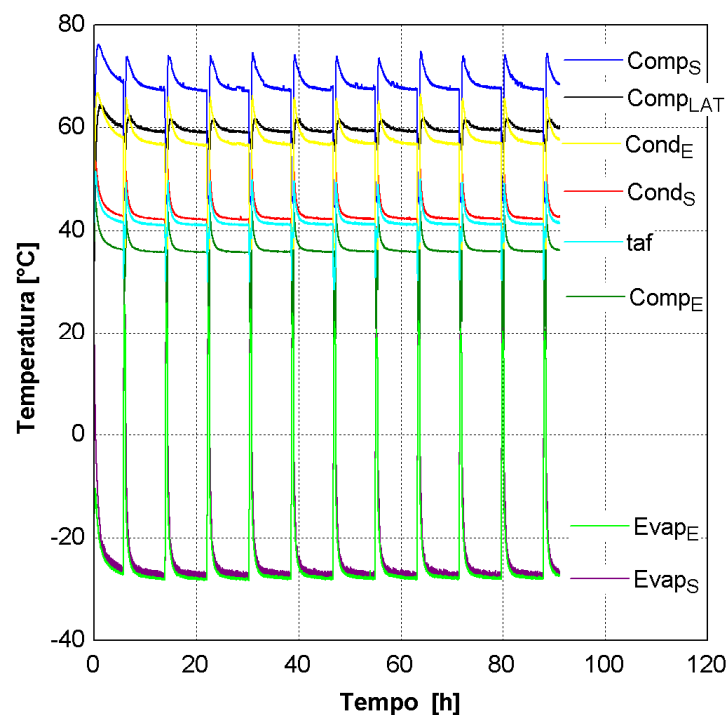


Figura III.4 Temperaturas em diversos pontos do refrigerador

Teste sem ice maker

Um teste adicional foi realizado, mantendo o mesmo procedimento anterior, mas com o ice maker desligado. A Figura III.5 mostra o comportamento das temperaturas do ar no interior dos compartimentos refrigerados e da potência ao longo de um período entre operações de degelo.

Pode-se perceber que a eliminação do ice maker provoca uma redução substancial da carga térmica, o que, por sua vez, faz com que o compressor cicle treze vezes entre degelos consecutivos. Como uma consequência disso o tempo entre operações de degelo foi ampliado para 14 horas e 23 minutos. O tempo de atuação das resistências de degelo permaneceu o mesmo.

Verifica-se também que a operação cíclica do compressor provoca variações na temperatura dos compartimentos refrigerados, entre $0,6^{\circ}\text{C}$ a $-1,3^{\circ}\text{C}$ e $-21,4^{\circ}\text{C}$ a $-25,6^{\circ}\text{C}$, respectivamente para o refrigerador e congelador.

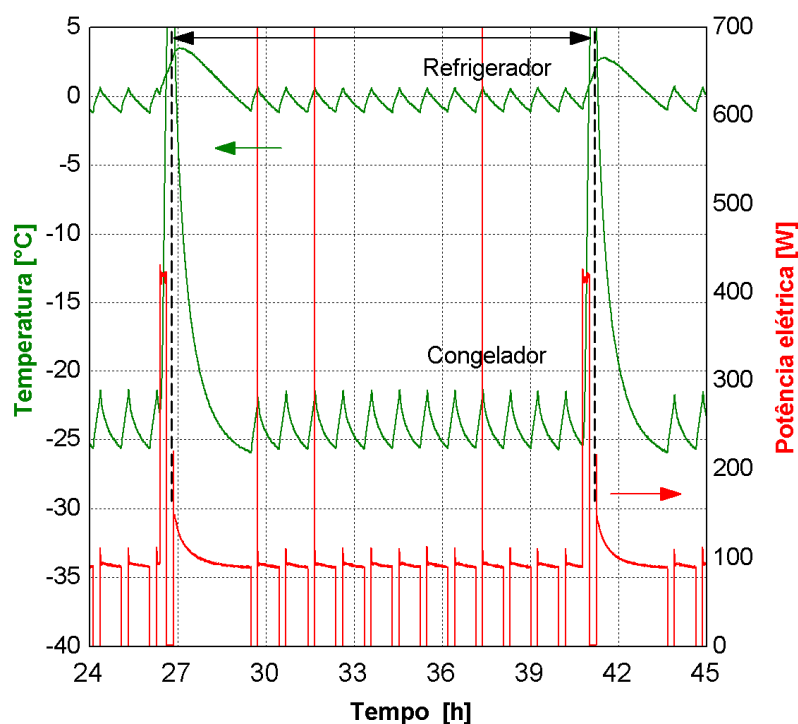


Figura III.5 Temperatura no interior dos compartimentos e potência – sem ice maker

Testes para determinação da carga de fluido refrigerante

Como o sistema foi modificado pela instalação de transdutores de pressão, da eliminação do TAF e da instalação de um medidor de fluxo de massa, decidiu-se realizar

alguns testes para determinar a carga de refrigerante necessária ao produto. Durante tais testes o ice maker foi mantido desligado.

O sistema foi então inicialmente evacuado até que uma pressão aproximada de 0,02 mbar fosse atingida e em seguida carregado com 95 gramas de refrigerante. Os testes foram realizados em regime cíclico de operação e com uma temperatura ambiente de 32°C. O procedimento de carga acontecia durante a partida do compressor, imediatamente após a operação de degelo. Sendo assim, a carga de refrigerante era incrementada em parcelas de 5 gramas, sempre com o produto em operação. Incrementada a carga e após novo degelo, o sistema era mantido em operação por 24 horas, quando então se calculava a média do consumo de energia com base em quatro ciclos.

Os resultados de tais testes são ilustrados nas Figuras III.6 e III.7, onde se observa que a carga ideal é próxima de 110 gramas, pois com tal carga o sistema opera com as menores temperaturas nos compartimentos refrigerados, com um grau de superaquecimento mínimo e com um baixo consumo de energia.

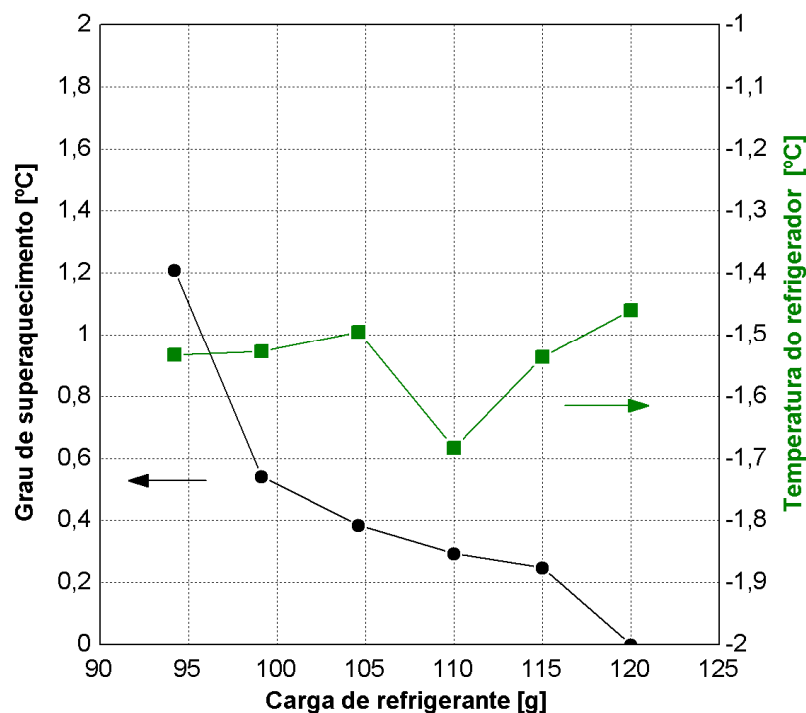


Figura III.6 Grau de superaquecimento e temperatura do compartimento refrigerador em função da carga de refrigerante

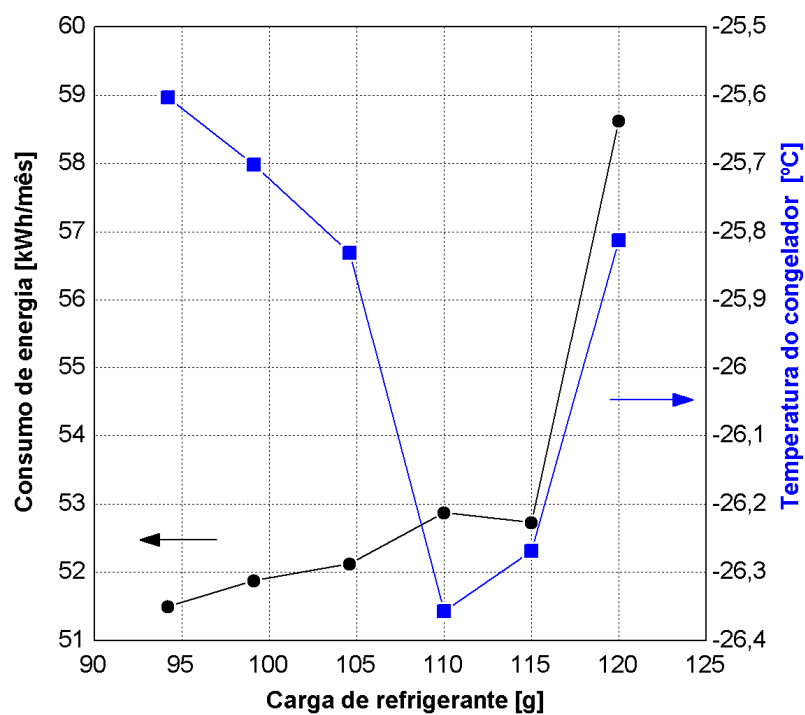


Figura III.7 Consumo de energia e temperatura interna do congelador em função da carga de refrigerante

APÊNDICE IV

EXPERIMENTOS REALIZADOS E RESULTADOS

Introdução

Neste item serão apresentados os resultados dos ensaios realizados com o objetivo tanto de desenvolver como de validar um código computacional para a simulação dinâmica de refrigeradores domésticos. Tal atividade foi assim dividida: 13 ensaios em regime permanente, 3 ensaios de abaixamento de temperatura (*pull-down*) e 5 ensaios cíclicos.

Testes em regime permanente

Durante os ensaios em regime permanente, o termostato, a resistência de degelo e o ice maker foram mantidos desligados. Para variar as condições de operação do sistema, optou-se pela utilização de resistências elétricas, colocadas no congelador e no refrigerador. Além disso, alguns testes foram realizados com variações da temperatura ambiente. Os testes foram realizados até que as variações da temperatura interna atingissem um critério pré-definido de regime permanente. Atingido esse critério, os testes eram gravados por um período de 2 horas e os valores médios calculados. A Tabela IV.1 mostra os resultados obtidos.

Tabela IV.1 Resultados dos testes realizados em regime permanente

<i>Posição damper</i>	T_{AMB} [°C]	R_C [W]	R_R [W]	T_C [°C]	T_R [°C]	m [kg/h]	Q_E [W]	Pot [W]
Meio	31,8	0,0	0,0	-27,1	-8,6	2,2	107	87
Meio	31,9	74,6	0,0	-11,9	-0,6	3,3	160	111
Meio	31,9	74,8	48,4	-8,1	16,4	3,9	185	125
Fechado	32,0	74,1	46,8	-8,7	18,8	3,8	180	122
Fechado	32,0	74,3	60,8	-8,0	24,2	4,0	188	125
Fechado	31,7	0,1	50,9	-23,2	12,5	2,6	129	98
Aberto	31,9	73,1	58,4	-7,7	18,1	4,0	190	127
Aberto	31,7	0,0	0,0	-26,7	-9,5	2,2	108	88
Aberto	25,1	37,4	38,0	-19,3	2,9	2,9	146	100
Aberto	42,5	0,0	0,0	-21,0	-1,7	2,7	126	105
Aberto	25,2	57,0	43,4	-15,1	6,8	3,3	163	107
Aberto	32,1	45,8	30,6	-14,9	6,1	3,2	155	110
Aberto	42,9	20,9	17,9	-15,0	7,4	3,2	148	119

Em regime permanente, a capacidade de refrigeração medida pode ser igualada a carga térmica, e isso dão origem à Figura IV.1. Como esperado, verifica-se que as temperaturas dos compartimentos refrigerados guardam uma relação linear com a carga térmica.

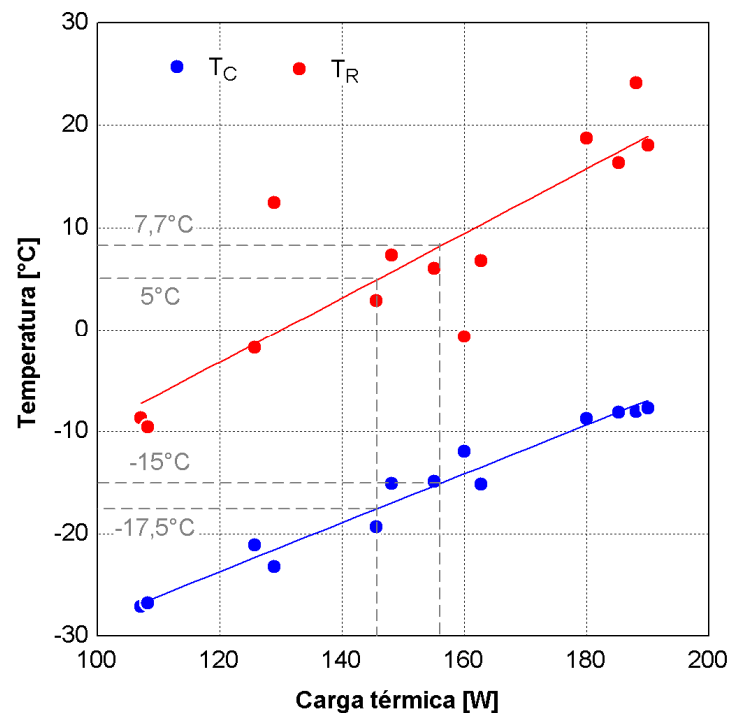


Figura IV.1 Relação entre as temperaturas internas e a carga térmica

A Figura IV.1 mostra que com uma carga térmica de 145 W o sistema consegue manter temperaturas de 5°C e -17,5°C, respectivamente nos compartimentos refrigerador e congelador. Caso a carga térmica seja aumentada para 156 W, tais temperaturas passam respectivamente para 7,7°C e -15°C.

A Figura IV.2 mostra a variação da potência consumida pelo refrigerador e do coeficiente de performance do sistema contra a carga térmica. Como esperado, com o aumento da carga térmica a potência aumenta, mas com uma taxa inferior ao aumento da capacidade de refrigeração (neste momento igual a carga térmica), o que se reflete no comportamento do coeficiente de performance.

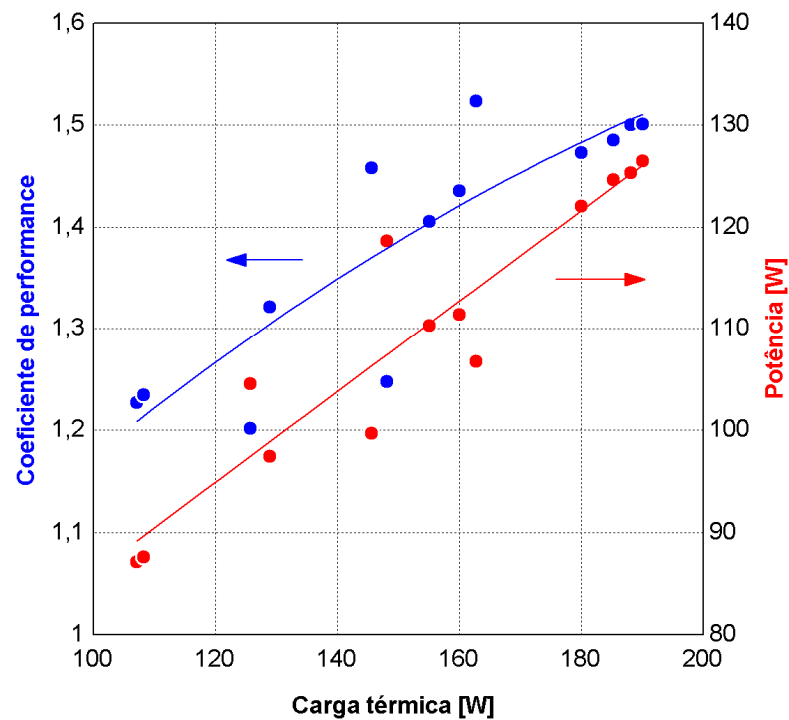


Figura IV.2 Coeficiente de performance e potência em função da carga térmica

A Figura IV.3 ilustra a variação dos graus de sub-resfriamento e superaquecimento em função da carga térmica, para uma temperatura ambiente de 32°C. Pode-se verificar que o grau de superaquecimento aumenta de forma aproximadamente linear com a carga térmica. A variação mais forte do grau de sub-resfriamento com a carga térmica deve-se ao aumento do fluxo de massa e conseqüentemente ao aumento da pressão de condensação, já que o capilar é um dispositivo de expansão fixo.

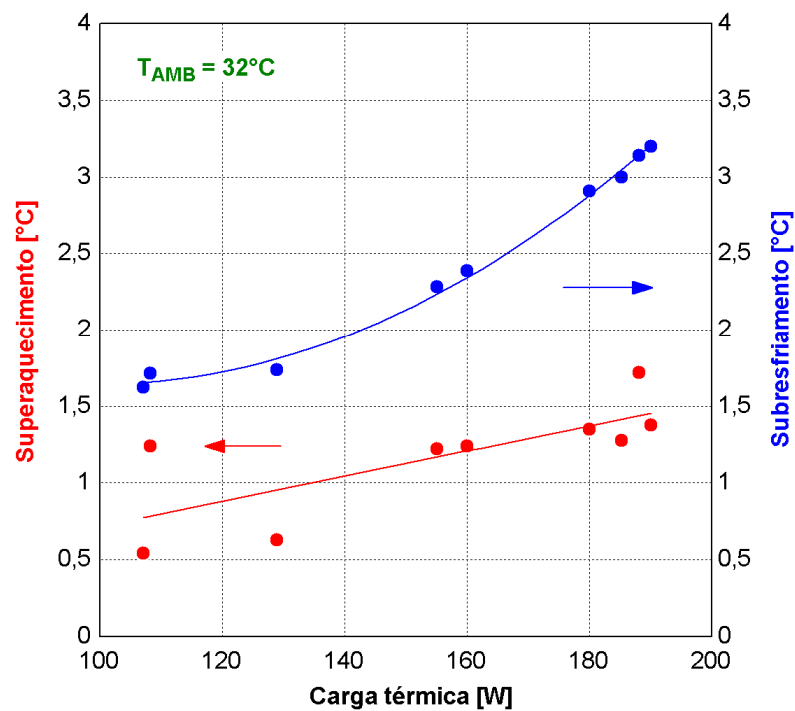


Figura IV.3 Grau de sub-resfriamento e superaquecimento em função da carga térmica

A Figura IV.4 mostra a variação das temperaturas de condensação e evaporação em função da carga térmica, para uma temperatura ambiente de 32°C . Como esperado, ambas as temperaturas aumentam de forma linear com a carga térmica.

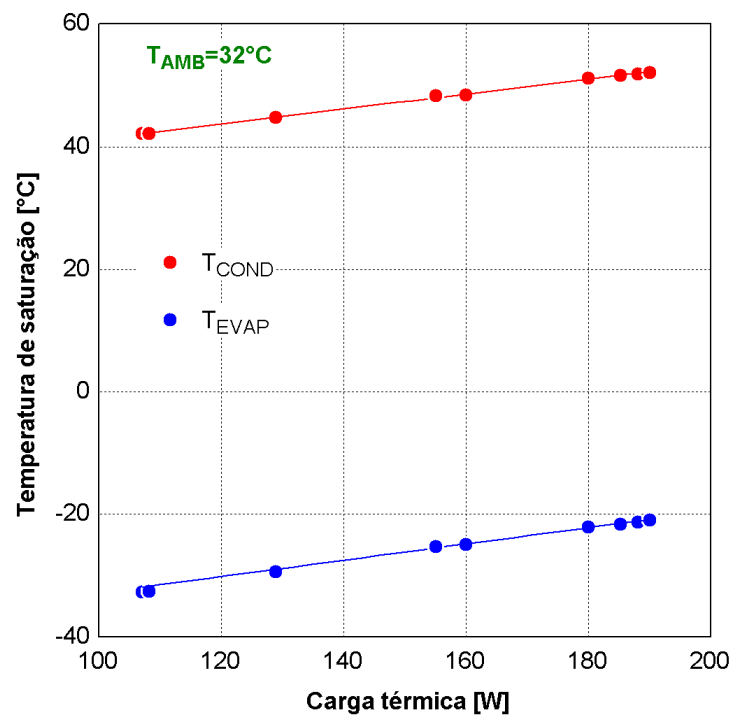


Figura IV.4 Temperatura de condensação e evaporação versus carga térmica

Testes em regime transiente: abaixamento de temperatura

Um teste de abaixamento de temperatura, ou *pull-down*, consiste no monitoramento das variáveis de interesse desde a partida do compressor até o regime permanente. O teste inicia com a temperatura dos compartimentos em equilíbrio com a temperatura da câmara de testes e prossegue sempre com termostato mantido desligado.

A Figura IV.5 ilustra a evolução das temperaturas internas de ambos os compartimentos com o damper na posição quente desde a partida do sistema até o regime permanente. Como esperado, a temperatura final em ambos os compartimentos aumenta com o aumento da temperatura ambiente.

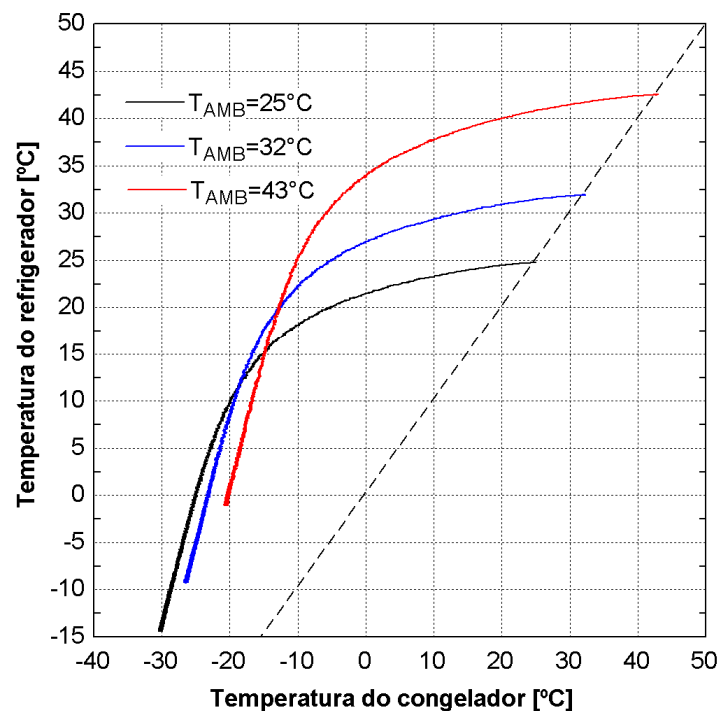


Figura IV.5 Diagrama polar: temperaturas dos compartimentos

A Figura IV.6 mostra a evolução da potência consumida pelo compressor ao longo do tempo. Pode-se observar que existem dois picos de potência, um de natureza mecânica logo após a partida do compressor e outro de natureza termodinâmica. Passado esse segundo pico de potência o sistema tende gradualmente ao regime permanente.

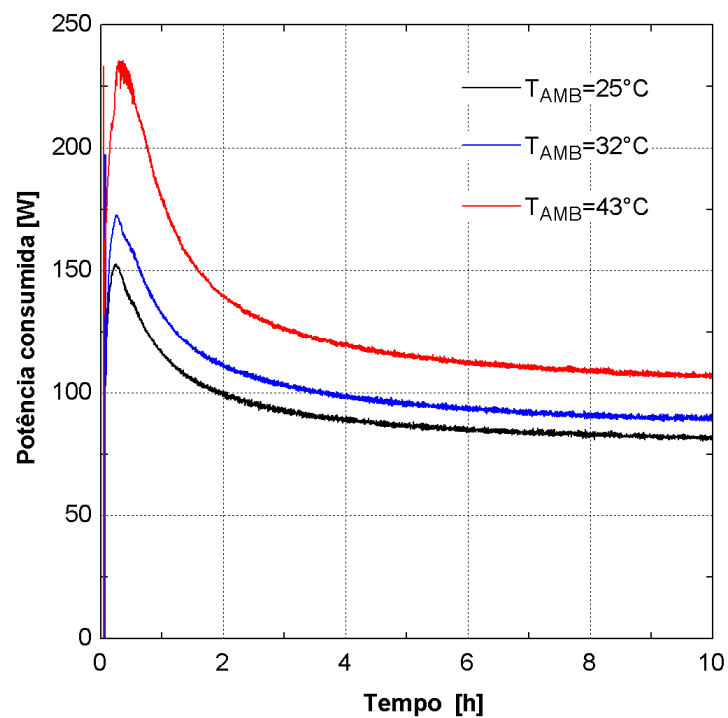


Figura IV.6 Potência consumida pelo compressor versus tempo

A Tabela IV.2 mostra os resultados obtidos com os testes de pull-down, realizados em três temperaturas ambientes. Além dos valores de temperatura e potência em regime permanente, mostraram-se os tempos requeridos para atingir as temperaturas de $5,0^{\circ}\text{C}$ e -18°C , respectivamente nos compartimentos refrigerador e congelador (ISO8561, 1995).

Tabela IV.2 Resultados do teste de *pull-down*

$T_{AMB} [^{\circ}\text{C}]$	Tempo [h] $T_R [5,0^{\circ}\text{C}]$	Tempo [h] $T_C [-18^{\circ}\text{C}]$	RP $T_C [^{\circ}\text{C}]$	RP $T_R [^{\circ}\text{C}]$	RP $Pot [\text{W}]$
25	2,47	1,50	-30,2	-14,3	80
32	3,49	2,18	-26,5	-9,2	88
43	6,16	5,34	-20,5	-1,0	105

Testes de consumo de energia

Há inúmeros procedimentos normalizados para ensaios de consumo de energia para produtos com dois compartimentos, destacando os propostos pelas normas ISO e DOE (*USA Department of Energy*). No Brasil, a norma recomendada para o objeto de estudo é a

ISO 8561, na qual pacotes de *tylose* devem ser usados no interior do congelador para representar o carregamento térmico. Um teste de consumo de energia por essa norma consiste em monitorar o consumo total e as temperaturas dos pacotes no compartimento do congelador no período mínimo de 24 horas. Já para a norma AHAM HRF-1 não é necessário carregamento com pacotes no congelador e também o teste pode durar menos de 24 horas, mas obrigatoriamente com duração maior que 3 horas. Como um refrigerador comum tem comportamento cíclico, deve-se obter uma média integrada neste período de tempo. Portanto, para essa norma, dois ou mais ciclos são exigidos para calcular o consumo de energia.

Nesta etapa do trabalho foram realizados testes de consumo de energia, sem carregamento de *tylose* e com 32°C de temperatura ambiente. Tais testes foram realizados com o ice maker desligado e em cinco condições de operação. Quatro delas compreendem as condições controle, ou seja, as combinações de temperatura máximas e mínimas nos compartimentos refrigerados. A quinta corresponde a condição de 7,2°C/-15°C, estipulada pela norma AHAM HRF-1 (2001). Deve-se mencionar que os valores utilizados de consumo de energia referem-se a média de quatro ciclos em condições estabilizadas de operação. Os resultados de tais testes são mostrados na Figura IV.7 e na Tabela IV.3.

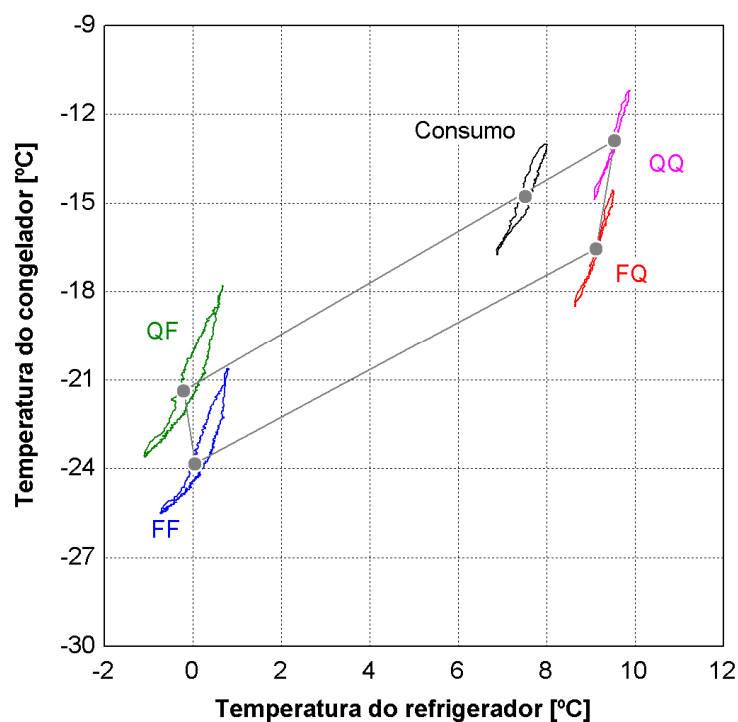


Figura IV.7 Diagrama de controle do congelador-refrigerador

Tabela IV.3 Síntese dos resultados dos testes cíclicos realizados

Damp-Termo	T_C [°C]	T_R [°C]	$t_{1\text{ ciclo}}$ [s]	Pot [W]	p_{EVAP} [Bar]	p_{COND} [Bar]	m [kg/h]	t_{lig} [s]	RTR	CE [kWh/mês]
FF	-23,86	0,11	3801	95,1	0,84	11,15	2,49	2793	0,73	50,16
FQ	-16,57	9,12	1330	110,1	1,04	11,98	3,29	595	0,45	35,60
QQ	-12,79	9,61	1141	119,3	1,17	12,55	3,75	441	0,39	33,12
QF	-21,42	-0,22	3514	100,2	0,90	11,50	2,76	2254	0,64	46,49
Cons.	-14,78	7,56	1246	115,5	1,11	12,35	3,54	518	0,42	34,64

As regiões pequenas representam o percurso de temperatura em cada ciclo. De acordo com as condições de ajuste dos controles e os resultados apresentados, pode-se concluir que: a regulação do termostato na posição de máximo era destinada a maior frio F no congelador, enquanto a posição mínima para condições mais quentes Q . A regulação do damper manual na posição completamente aberta representou maior frio F no refrigerador e a posição fechada, temperaturas mais quentes Q . Como esperado, a Tabela IV.3 mostra que a posição mais fria (FF) exige o maior fator de funcionamento e o maior consumo de energia. Os valores mínimos são encontrados na posição mais quente (QQ).

A Figura IV.8 mostra a evolução das pressões de evaporação e condensação, durante o teste de consumo de energia realizado na condição 7,2°C/-15°C. Verifica-se que a pressão de condensação aumenta e decai rapidamente respectivamente quando o compressor entra e sai de operação. A pressão de evaporação por outro lado apresenta variações menos significativas, da ordem de 0,5 bar. A pressão estabilizada durante o regime cíclico de operação se estabelece em torno do valor de 1,1bar.

A Figura IV.9 mostra a capacidade de refrigeração e a potência consumida ao longo de um regime cíclico de operação, nas condições 7,2°C/-15°C. Descartando-se um período inicial de aproximadamente 70 segundos, logo após a partida do compressor, obteve-se um valor médio para a capacidade de refrigeração de 164 W o que quando combinado com a potência gerou um coeficiente de performance de 1,43.

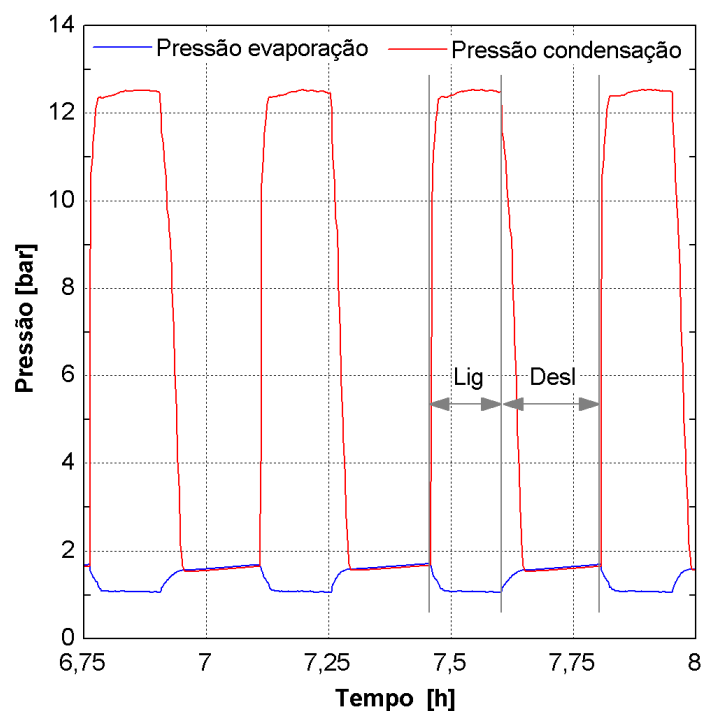


Figura IV.8 Pressões de evaporação e condensação em regime cíclico

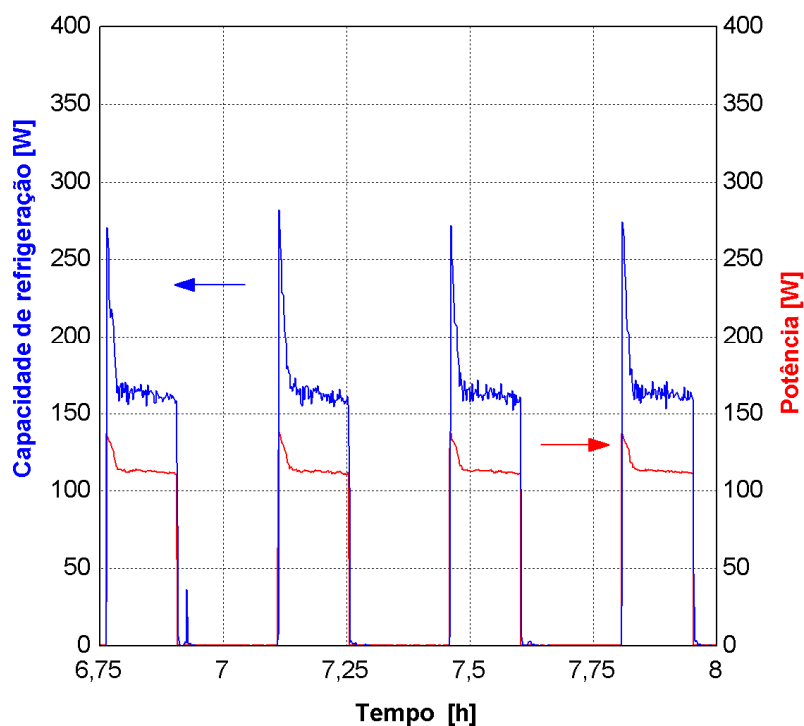


Figura IV.9 Potência e capacidade em regime cíclico

A Figura IV.10 mostra a variação das temperaturas no interior dos compartimentos refrigerados ao longo de um regime cíclico de operação, na condição $7,2^{\circ}\text{C}/-15^{\circ}\text{C}$. Conforme pode se observar o acionamento do compressor provoca uma queda de $1,2^{\circ}\text{C}$ e de $3,8^{\circ}\text{C}$

respectivamente nas temperaturas dos compartimentos refrigerador e congelador. Além disso, percebe-se que as temperaturas só iniciam o seu decaimento em torno de 60 a 70 segundos após a partida do sistema.

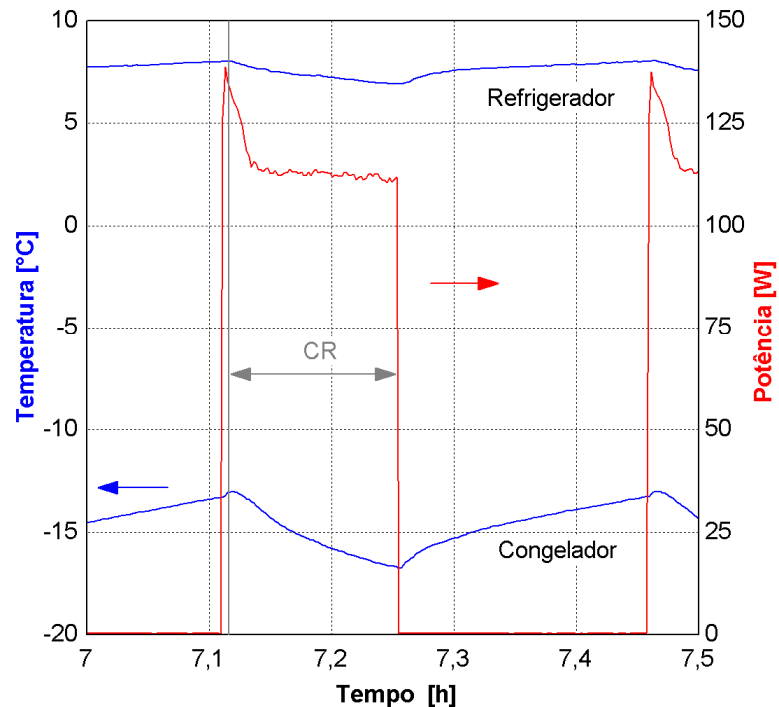


Figura IV.10 Temperaturas dos compartimentos e potência em regime cíclico

A Figura IV.11 compara a relação entre a capacidade de refrigeração e potência consumida, obtida através dos testes cíclicos, com a obtida através de testes em regime permanente. Como pode ser observado, a diferença de comportamento não é significativa, com diferenças máximas na capacidade de refrigeração de 2,2 W, devido a exclusão dos momentos iniciais de operação do compressor em regime cíclico de operação.

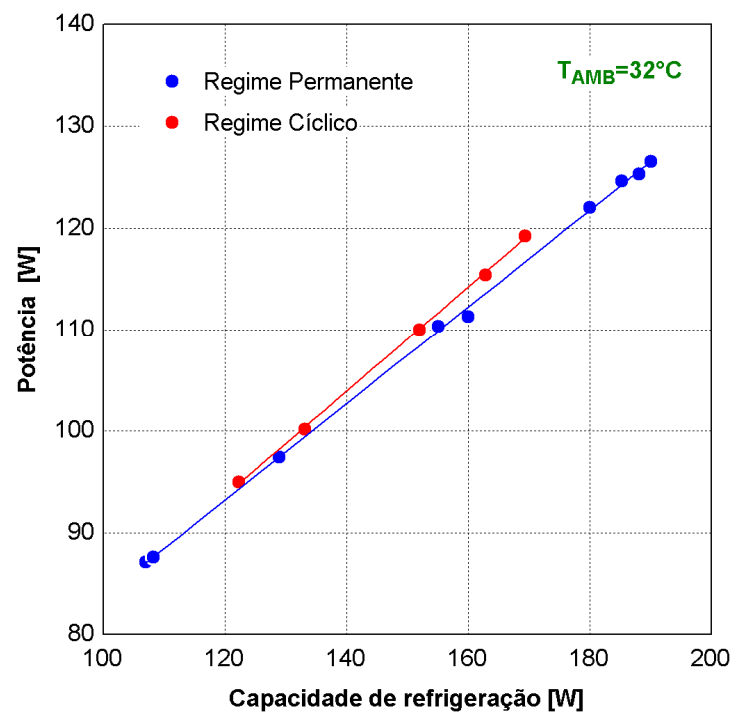


Figura IV.11 Capacidade de refrigeração versus potência

